

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Белорусский государственный университет
информатики и радиоэлектроники»

Кафедра инженерной графики

В. М. Сурин

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Методическое пособие
по курсовому проектированию
для студентов специальностей
1-39 02 01 «Моделирование и компьютерное проектирование
радиоэлектронных средств»,
1-39 02 02 «Проектирование и производство радиоэлектронных средств»
всех форм обучения

Минск БГУИР 2008

УДК 621.01 (075.8)
ББК 30.12 я73
С 90

Р е ц е н з е н т
канд. техн. наук, доц. С. М. Дзержинский

Сурин, В. М.
С 90 **Техническая механика : метод. пособие по курсовому проектированию для студ. спец. 1-39 02 01 «Моделирование и компьютерное проектирование радиоэлектронных средств», 1-39 02 02 «Проектирование и производство радиоэлектронных средств» всех форм обуч. / В. М. Сурин. – Минск : БГУИР, 2008. – 46 с. : ил.**
ISBN 978-985-488-363-2

Рассмотрены основные этапы выполнения курсового проекта по дисциплине «Техническая механика»: выбор электродвигателя, кинематический и геометрический расчет зубчатого редуктора, выбор опор качения, выполнение эскизного проекта, чертежей общего вида и деталей. Даны конструкции типовых элементов зубчатых механизмов: зубчатых колес, валов, корпусов и муфт. Приведены требования и правила оформления расчетно-пояснительной записки.

УДК 621.01 (075.8)
ББК 30.12 я73

ISBN 978-985-488-363-2

© Сурин В. М., 2008
© УО «Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники», 2008

Введение

Курсовой проект по дисциплине «Техническая механика» ставит целью привить студенту навыки в конструировании деталей приборов, их соединений и подвижных сопряжений (опор, направляющий и т.п.).

Работу над курсовым проектом следует начинать с изучения литературных источников, рекомендованных преподавателем. Студент должен произвести инженерные расчеты и разработать конструкцию предлагаемого устройства на основе кинематической схемы и основных технических данных, указанных в задании.

Конструктивные формы каждой детали должны соответствовать технологии обработки при заданном объеме выпуска. Для деталей единичного и мелкосерийного производства следует использовать обработку резанием, сварку. Для удобства сборки и регулировки должен быть обеспечен свободный доступ ко всем собираемым деталям и доступ инструмента к крепежным деталям, а также предусмотрена возможность съема поставленных деталей, например, выпрессовка подшипников качения, снятие деталей с валов и т.п.

В пособии рассмотрена выполнение следующих этапов курсового проекта: подбор электродвигателя в зависимости от условий задания; кинематический и геометрический расчеты зубчатых передач, используемых при проектировании редуктора; выбор или оценка точности проектируемых зубчатых передач; подбор подшипников качения и выбор конструкции подшипникового узла; требования к чертежам общего вида, отдельных деталей и спецификации.

ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

При выборе электродвигателя учитывают: режим работы устройства (нерегулируемый или регулируемый); характер нагрузки (постоянный, повторно-кратковременный); параметры сети питания (переменный, постоянный ток, напряжение, частота); значения мощности вращающего момента и скорости вращения двигателя, массу и габариты.

Если двигатель предназначен для работы при постоянном или малоизменяющемся моменте нагрузки T_n , мощность двигателя определяют по формуле

$$P = k \frac{T_n \cdot v_{\text{вых}}}{h_0}, \text{ [Вт]}, \quad (1.1)$$

где k – коэффициент запаса, учитывающий необходимость преодоления динамических нагрузок в момент разгона, ($k = 1,05 \dots 1,1$); T_n – момент нагрузки (сопротивления) на выходном валу редуктора Н·м; $v_{\text{вых}}$ – угловая скорость выходного вала в рад/с, которую можно выразить через скорость в об/мин ($\omega = \pi n / 30$, где n – скорость вращения в об/мин);

η_o – общий коэффициент полезного действия устройства (определяется как произведение КПД узлов устройства).

При отсутствии уточненной кинематической схемы (количества ступеней зубчатого механизма, типа подшипников), можно задаться приближенным значением $\eta_o (\approx 0,6 \dots 0,7)$ с учетом кинематической схемы механизма из задания.

Величина T_n может быть задана или определена по параметрам исполнительного механизма. Например, для рычажного механизма (замыкание, замыкание контактов в микропереключателе) величину момента T_n находим из условия

$$T_n = F_c \cdot \ell, \quad (1.2)$$

где F_c – сила сопротивления перемещения рычага; ℓ – расстояние от оси поворота рычага до линии действия силы (плеча).

Выбирают двигатель с ближайшей большей мощностью, соответствующей расчетной из (1.1). КПД устройства имеет большой диапазон от 0,2 до 0,95, причем чем меньше мощность и больше число ступеней редуктора, тем меньшим значением η_o надо задаваться. Например, для устройства, состоящего из электродвигателя, муфты и червячно-цилиндрического редуктора общий КПД равен

$$\eta_o = \eta_m \cdot \eta_n^3 \cdot \eta_c \cdot \eta_z,$$

где η_m – коэффициент полезного действия муфты; η_n – коэффициент полезного действия пары подшипников (три вала – три пары подшипников η_n^3); η_c – КПД червячной передачи; η_z – коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи.

Значения КПД различных механических узлов приведены в прил. 1. После выбора электродвигателя, кинематического расчета (выбора числа ступе-

ней) и проектирования редуктора (типа и количества опор) определяют действительную величину η_o и проводят проверочный расчет двигателя.

Если момент нагрузки на выходном валу редуктора T_n не постоянен, а ступенчато меняется в цикле (например, замыкание, размыкание контактов), мощность электродвигателя определяют по методу эквивалентного момента $T_э$, который находят по формуле

$$T_э = \sqrt{\frac{T_1^2 t_1 + T_2^2 t_2 + \dots + T_k^2 t_k}{t_1 + t_2 + \dots + t_k}}, \quad (1.3)$$

где T_1, T_2, \dots, T_k – значения момента нагрузки соответственно в периоды времени t_1, t_2, \dots, t_k .

Далее мощность двигателя определяют по формуле (1.1), где вместо величины T_n используют значение $T_э$.

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЕДУКТОРА

Общее передаточное отношение редуктора определяется по формуле

$$i_p = n_d / n_{вых}, \quad (2.1)$$

где n_d – скорость вращения вала двигателя; $n_{вых}$ – скорость выходного вала редуктора.

Передаточное отношение, которое можно воспроизвести одной парой зубчатых колес (исключая червячную передачу), невелико ($i_{max} = 8$), т.к. минимальное и максимальные числа зубьев ограничены технологическими факторами.

При необходимости получения больших передаточных отношений применяют сложные зубчатые механизмы, состоящие из нескольких простых цилиндрических, конических, червячных зубчатых механизмов, соединенных последовательно, т.е. применяют многоступенчатую передачу. Передача вращающего момента осуществляется последовательно с одного вала на второй через зубчатые колеса, причем на каждом промежуточном валу размещают по два колеса, одно из которых является ведомым по отношению к предыдущему, другое – ведущим. Передаточное отношение многоступенчатой передачи равно произведению передаточных отношений всех простых зубчатых механизмов, входящих в механизм.

2.1. Разбивка передаточного отношения по ступеням

При проектировании многоступенчатых передач возникает задача оптимального выбора числа ступеней и распределения передаточного отношения по ступеням. Решение этой задачи зависит от требований, предъявляемых к передаче. Единых решений при проектировании маломощных, используемых в приборостроении, и силовых редукторов нет.

В приборостроении наиболее важными являются требования по минимизации габаритов и массы, по быстродействию, т.е. минимизации инерционности, по минимизации погрешности передачи. Рассмотрим влияние отдельных требований и условий, предъявляемых к передачам.

Условие минимизации габаритов. Величина межосевого расстояния между ведущим и выходным валами будет минимальной при равенстве передаточных отношений ступеней:

$$i_{12} = i_{23} = \dots = i_{(n-1)n} = \sqrt[n]{i_{1n}}, \quad (2.2)$$

где i_{1n} – общее передаточное отношение многоступенчатой передачи; n – число ступеней.

Между оптимальным числом ступеней и общим передаточным отношением имеется зависимость

$$n_{opt} = 1,85 \lg i_{1n}. \quad (2.3)$$

Как показали исследования, оптимальное для каждой ступени передаточное отношение равно 3,5.

Условие минимизации массы. Оптимальное число ступеней при сохранении зависимости (2.2) равно

$$n_{opt} = 3 \lg i_{1n}. \quad (2.4)$$

Полученную по формуле (2.4) величину рекомендуют округлять до меньшего целого значения, т.к. с уменьшением числа ступеней растет КПД передачи. Оптимальное значение передаточного отношения ступени составит 2,16.

Условие минимизации приведенного момента инерции. Использование малоинерционных передач позволяет увеличить быстродействие механизма, работающего в стартстопном режиме и обеспечить устойчивость работы следящих систем. Момент инерции механизма будет минимальным при минимальных массах и габаритах колес. Колеса тихоходных ступеней мало влияют на момент инерции. Поэтому рекомендуют передаточные отношения быстроходных ступеней принимать малыми, колеса малонагруженных быстроходных ступеней изготавливать из пластмасс.

Оптимальное число ступеней определяют по формуле (2.4). С помощью номограммы, представленной на рис. 2.1, находят ориентировочно передаточные отношения отдельных ступеней. Передаточное отношение первой ступени i_{12} определяют следующим образом. На правой вертикальной шкале номограммы находят деление, соответствующее общему передаточному отношению i_{1n} . Затем проводят прямую через это деление и точку, обозначенную крестиком, соответствующую общему количеству ступеней. Точка пересечения этой прямой с левой вертикальной шкалой покажет передаточное отношение первой ступени i_{12} . Например, при $i_{1n} = 100$ и $n_{opt} = 6$ определили (см. рис. 2.1), что $i_{12} = 1,5$.

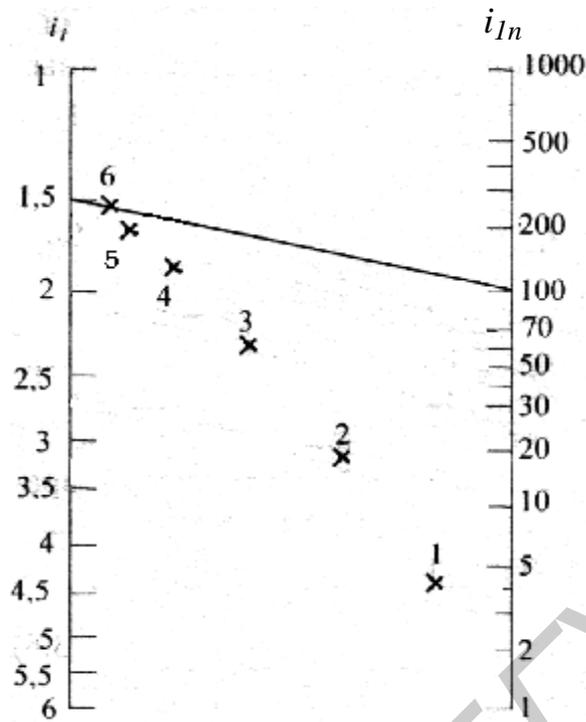


Рис. 2.1

Передаточное отношение последующих i_{n-1} ступеней равно i_{1n}/i_{12} . Далее на правой вертикальной шкале находят деление, соответствующее передаточному отношению i_{n-1} ступеней, и проводят прямую через это деление и точку, обозначенную крестиком, соответствующую $(n-1)$ ступени. Точка пересечения этой прямой с левой вертикальной шкалой покажет передаточное отношение второй ступени i_{23} и т.д.

Условие минимизации погрешности. Суммарная погрешность зубчатой передачи зависит от погрешностей каждой ступени. Поэтому чем меньше число ступеней, тем меньше погрешность. Считая максимально возможное передаточное отношение ступени в выражении (2.2) равным 8, получим

$$n_{opt} = 1,11 \lg i_{1n}. \quad (2.5)$$

Полученное значение n_{opt} округляют до ближайшего большего целого значения. Так как в суммарную погрешность передачи основной вклад вносят последние ступени, принимают их передаточные отношения максимальными и равными 8. Тогда передаточное отношение первой ступени будет равно $i_{12} = i_{1n}/8^{n-1}$.

В силовых передачах условиями рационального распределения общего передаточного отношения i_{1n} по ступеням являются достижение минимальной массы и близких значений напряжений в материале зубчатых колес разных ступеней. По мере перемещения от ведущего звена редуктора к выходному уменьшается скорость вращения и увеличивается вращающий момент. Для уменьшения напряжений зубьев в зацеплении увеличивают ширину колес тихоходных ступеней. Для получения близких диаметров колес передаточное отношение быстроходных ступеней можно принимать больше передаточных отношений тихоходных.

3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Параметры цилиндрических передач

В кинематических несилowych передачах при расчете геометрических размеров предварительно задаются модулем и выбирают числа зубьев колес. Величина модуля выбирается из стандартных значений $m = 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0$ мм по конструктивным соображениям. Применение малых модулей позволяет уменьшать габариты колес и увеличивать плавность передачи при сохранении габаритов за счет увеличения числа зубьев. При заданном диаметре стоимость колес с уменьшением модуля возрастает, но повышается точность работы зубчатой пары.

Рекомендуемое минимальное число зубьев шестерки (колеса с меньшим числом зубьев) лежит в пределах $17 \leq Z_{u1} \leq 28$ для прямозубых цилиндрических и конических передач. У косозубых цилиндрических колес минимальное число зубьев Z_{u1} может быть меньше, чем у прямозубых $Z_{u1} = Z_{u1} \cdot \cos^3 \beta$, где β – угол наклона оси зуба к оси колеса. Величину этого угла рекомендуют выбирать равной 10, 12, 16 и 20°. Числа зубьев ведомых зубчатых колес определяют по формуле

$$Z_k = Z_{u1} \cdot i, \quad (3.1)$$

где i – передаточное отношение в рассматриваемой паре (ступени) зубчатых колес.

Если Z_k получается не целым числом, его округляют до ближайшего целого, при этом погрешность передаточного отношения редуктора i_g после подбора числа зубьев во всех ступенях должна отличаться от требуемого передаточного отношения i_p , определенного по (2.1) не более чем на 2,5 %, т.е.

$$\Delta i = \left| \frac{i_p - i_g}{i_p} \right| 100 \% \leq 2,5 \% . \quad (3.2)$$

Делительный диаметр цилиндрического прямозубого колеса

$$d = m \cdot z, \quad (3.3)$$

цилиндрического косозубого колеса

$$d = m \cdot z / \cos \beta. \quad (3.4)$$

Межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи равно полусумме делительных диаметров колеса d_k и шестерни d_{u1} :

$$A = 0,5(d_k + d_{u1}). \quad (3.5)$$

Ширину зубчатого венца цилиндрического зубчатого колеса принимают равной 2...6 модуля.

Диаметры вершин d_a и впадин d_f зубьев цилиндрических зубчатых колес

$$d_a = d \pm 2h_a, \quad (3.6)$$

$$d_f = d - 2h_f, \quad (3.7)$$

где h_a – высота головки зуба ($h_a = m$); $h_f = m(1 + c^*)$ – высота ножки зуба; c^* – коэффициент радиального зазора, значение которого зависит от величины

модуля: при $m \leq 0,5$ мм, $c^* = 0,5$; при $0,5 < m < 1$ мм; $c^* = 0,35$, и при $m > 1,0$ $c^* = 0,25$.

В формулах (3.5), (3.6) и (3.7) верхний знак соответствует внешнему зацеплению, нижний – внутреннему зацеплению колес.

Параметры червячных передач

Червячные передачи применяют, когда оси ведущего и ведомого валов перекрещиваются под углом 90° . Ведущим звеном является червяк, имеющий форму винта с соответствующим количеством ниток (заходов) Z_1 резьбы, ведомым – сопряженное с червяком червячное колесо, зубья которого имеют дугообразную форму.

Достоинством червячных передач по сравнению с зубчатыми является возможность получить большие передаточные отношения (числа) в одной ступени (до 80). Червячным редукторам присуща высокая плавность зацепления, бесшумность в работе, компактность, надежность и простота конструкции.

Недостатки червячных передач – большое относительное скольжение сопряженных поверхностей в зацеплении, большие потери на трение, малый КПД, значительный нагрев зацепляющихся элементов, что требует специальных мер для дополнительного охлаждения, высокие сложность и точность изготовления и сборки.

Наиболее распространены червячные передачи с цилиндрическими червяками. В сечении, проходящем через ось червяка и среднюю плоскость колеса, зацепление червячной передачи представляет собой зацепление зубчатого колеса с зубчатой рейкой, чаще всего без смещения.

Червяки выполняются конструктивно как одно целое с валом (вал-червяк) или отдельно с последующей установкой на валу. Изготавливают червяки из конструкционных углеродистых или легированных сталей 40, 45, 50, 40Х, термически обработанных до высокой твердости.

Чтобы понизить тепловыделение для зубьев червячных колес, применяют материалы с низкими значениями коэффициента трения скольжения: бронзы Бр0Ф10–1, БрАЖ 9–4, текстолит и др. Червячные колеса чаще делают сборными. Стальная ступица колеса и обод из материала с низким коэффициентом трения скольжения соединяются, нарезание зубьев таких колес производят после сборки.

Исходными величинами для геометрического расчета элементов червяка и червячного колеса являются: модуль зацепления m , передаточное отношение (число) i (u), число заходов Z_1 червяка и коэффициент q диаметра червяка.

В осевом сечении витки червяка имеют форму зубчатой рейки со стандартным модулем m . Для нормальной работы необходимо, чтобы осевой шаг червяка и окружной шаг червячного колеса были равны.

Основные геометрические параметры червячной передачи без смещения следующие.

Геометрические размеры червяка:

- делительный диаметр – $d_1 = qm$;
- диаметр вершин витков – $d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m$;
- высота головки витка – $h_{a1} = m$;
- диаметр впадин витков – $d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,4m$;
- высота ножки витков – $h_{f1} = 1,2m$;
- высота витка – $h_1 = 2,2m$;
- длина нарезанной части червяка – $b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m$.

Червячное колесо имеет вогнутую форму и охватывает червяк, как гайка винт, по дуге с углом охвата $60^\circ \dots 110^\circ$. Минимальное число зубьев червячного колеса определяется из условия отсутствия подрезания и рекомендуется принимать $Z_{2\min} \geq 28$. Размеры червячного колеса следующие:

- диаметр делительной окружности в средней по ширине венца плоскости $d_2 = mZ_2$;
- диаметр вершин зубьев – $d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2m$;
- высота головки зуба – $h_{a2} = m$;
- диаметр впадин зубьев – $d_{f2} = d_2 - 2h_f = d_2 - 2,4m$;
- высота ножки зуба – $h_{f2} = 1,2m$;
- высота зуба – $h_2 = 2,2m$;
- ширина венца колеса при числе заходов червяка – $Z_1 = 1; 2$ равна $b_2 \leq 0,75d_{a1}$; межосевое расстояние червячной передачи определяется по формуле $a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(q + Z_2)m$.

В табл. 3.1 даны параметры предпочитаемых червячных передач, где Z_1 – число заходов червяка; Z_2 – число зубьев червячного колеса; q – коэффициент толщины червяка; i_q – передаточное отношение червячной передачи.

Таблица 3.1

Параметры предпочтительных червячных передач

i_q	Z_1	Z_2	q
8	4	32	8
10		40	10
12,5		50	12,5
16	2	32	8
20		40	10
25		50	12,5
31,5	1	32	8
40		40	10
50		50	12,5
63		63	16

4. ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Показатели точности и бокового зазора зубчатых передач

Точность зубчатых передач определяется величиной погрешности угла поворота ведомого звена, которая зависит от погрешностей шага, толщины и

профиля зуба, погрешностей межосевого расстояния, т.е. погрешностей изготовления и сборки.

Стандарты разделяют показатели точности и бокового зазора. Стандартами для зубчатых передач предусмотрены 12 степеней точности изготовления и сборки колес, пар и передач (для цилиндрических мелко модульных $m < 1$ мм ГОСТ 9178-81 и $m \geq 1,0$ мм ГОСТ 1643-81). С увеличением цифры степени точность зубчатых колес уменьшается. Для колес 1–3 степеней численные параметры точности не оговорены. Колеса 4 и 5 степеней точности применяются в качестве эталонных, в зацеплении с которыми контролируются серийно изготавливаемые колеса. Наиболее часто применяют колеса 6–10 степеней точности.

Колеса 6-й степени применяют для высококачественных передач при скоростях, превышающих 8 м/с. Их используют в приборах и механизмах высокой чувствительности и точности, при предъявлении жестких требований к постоянству передаточного отношения и плавности хода.

Колеса 7-й степени точности применяют в точных приборах при окружных скоростях зубьев до 8 м/с и умеренных нагрузках; а колеса 8-й степени – в приборах средней точности для неответственных кинематических цепей при окружных скоростях зубьев до 6 м/с.

9-ю и 10-ю степени точности назначают для зубчатых колес пониженной точности при использовании в неответственных передачах. Колеса могут работать с повышенным шумом и толчками в зацеплениях зубьев при низкой окружной скорости до 2 м/с.

Зубчатые колеса передаточных механизмов приборных устройств обычно имеют 7-ю или 8-ю степень точности. Применение 6-й степени должно быть обосновано.

Для каждой степени точности зубчатых колес и передач установлены нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Показателем кинематической точности зубчатого колеса является наибольшая кинематическая погрешность F_{ir}' , определяемая экспериментально на специальных приборах – кинематометрах как наибольшая погрешность угла поворота колеса в пределах одного оборота при его зацеплении с эталонным зубчатым колесом (рис. 4.1, а). Кинематическая точность характеризует постоянство передаточного отношения за один оборот колеса.

Показателем плавности работы колеса является местная кинематическая погрешность f_{ir}' , которая определяет величину составляющих полной погрешности угла поворота и многократно повторяется за один оборот колеса. Плавность характеризует постоянство передаточного отношения в пределах поворота колеса на один зуб.

Кинематическая погрешность при расчетах оценивается по допускаемому отклонению F_i' , которое определяется как

$$F_i' = F_p + f_{\beta} \text{ мкм}, \quad (4.1)$$

где F_p – допуск на накопленную погрешность шага по зубчатому колесу, на-

значается в зависимости от степени точности по норме кинематической точности (табл. 4.1); f_f – допуск на погрешность профиля зуба, назначается в зависимости от степени точности по норме плавности (табл. 4.2).

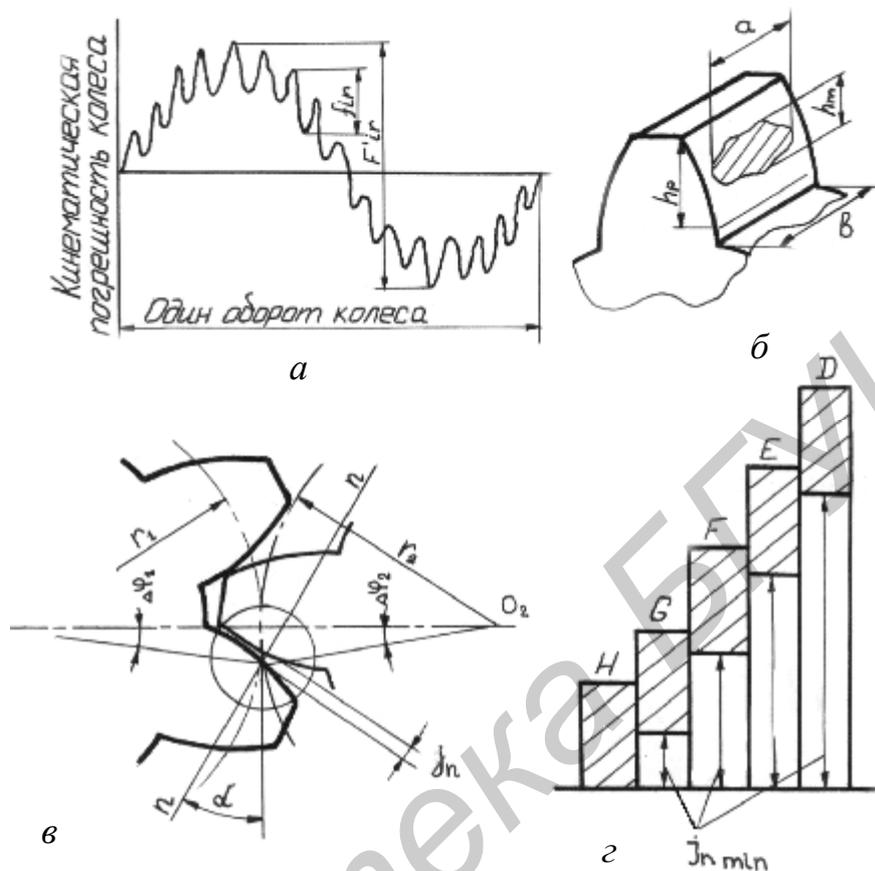


Рис. 4.1

Таблица 4.1

Допуск на накопленную погрешность шага F_p , мкм

Степень кинематической точности		Диаметр делительной окружности d , мм						
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 200
6	F_p , мкм	16	17	19	22	25	30	36
7		22	24	27	30	35	4	50
8		32	34	38	44	50	60	70

Таблица 4.2

Допуск на погрешность профиля зуба f_f , мкм

Модуль нормальный, мм		Степень точности по плавности		
		6	7	8
От 0,1 до 0,5	f_f , мкм	7	9	11
Св. 0,5 до 1,0		8	10	13

Норма контактов зубьев характеризует полноту прилегания боковых поверхностей сопряженных зубьев в передаче (рис. 4.1, б) и определяется погрешностью направления зуба, перекосом и непараллельностью осей колес. Норма контакта существенна для тяжело нагруженных передач. Для полимерных и металлополимерных передач в приборостроении она не важна.

На точность зубчатых передач с нерегулируемым межосевым расстоянием, работающих в реверсивном режиме, влияет величина бокового зазора, измеряемого в микрометрах по общей нормали к профилям зубьев (рис. 4.1, в). Боковой зазор передачи регламентируется видом сопряжения зубчатых колес и допуском на боковой зазор. Для мелко модульных передач ($m < 1$ мм) стандартом независимо от степени точности колес установлено 5 видов сопряжений, по которым зуб одного колеса входит во впадину второго. Вид сопряжения, определяющий величину минимального бокового зазора $j_{n \min}$ в порядке его возрастания, обозначается буквами H, G, F, E и D (рис. 4.1, г), а допуск на боковой зазор – h, q, f, e . Видам сопряжений D и E соответствует вид допуска на боковой зазор e , а видам сопряжений F, G, H – допуски f, g, h соответственно. Для передач с модулем $m \geq 1$ мм установлено в порядке увеличения гарантированного бокового зазора $j_{n \min}$ 6 видов сопряжения: H, E, D, C, B, A и 8 видов допусков на боковой зазор: h, d, c, b, a, x, y, z . Допуск h соответствует видам сопряжений H, E ; допуски d, c, b, a соответствуют соответственно сопряжениям D, C, B, A ; допуски x, y, z не связаны с определенным видом сопряжения.

Причинами появления бокового зазора являются уменьшение толщин сопряженных зубьев, предусмотренное при изготовлении; увеличение межосевого расстояния при сборке; эксцентриситеты делительных окружностей находящихся в зацеплении колес.

Боковой зазор необходим для работы передачи. Он позволяет компенсировать температурные деформации, влияние неточностей межосевого расстояния, прогибов валов, зазоров в опорах и обеспечивает условия смазки.

Сопряжения H с минимальным зазором применяют в тихоходных передачах при наличии стабильного температурного режима и одинаковом температурном коэффициенте линейного расширения корпуса и зубчатых колес. При колебаниях температуры и применении различных материалов при изготовлении элементов колес необходимы сопряжения $G \dots D$ с гарантированным зазором, исключающим заклинивание передачи при изменении толщин зубьев, уменьшении межосевого расстояния.

Точность изготовления зубчатых колес и передач задается на чертеже степенью точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения по нормам бокового зазора. Например, зубчатая передача со степенью по нормам кинематической точности 7, по нормам плавности 8, по нормам контакта зубьев 7, с видом сопряжения H и допуском на величину бокового зазора h обозначается $7 - 8 - 7H_h$. Если мелко модульная передача имеет одинаковую степень точности по всем трем нормам точности, например 7-ю, и сопряжение F с соответствующим допуском f на боковой зазор, она будет обозна-

чаться $7F_f$; соответственно для передачи с $m \geq 1$ со степенью точности 8, сопряжением B и допуском x точность обозначают $8B_x$.

Кинематическая погрешность многоступенчатой передачи

Точность многоступенчатых передач определяется ошибкой положения ведомого звена, зависящей от первичных погрешностей изготовления (погрешность шага, эксцентриситет и т.д.) и сборки (погрешность межосевого расстояния, перекосы осей, погрешность из-за зазоров в опорах т.п.), а также силовых и температурных деформаций деталей.

Так как число возможных причин, вызывающих ошибку положения ведомого звена зубчатой передачи, велико и определение их влияния часто затруднительно, точность неревверсивных передач оценивают практически по комплексному показателю – наибольшей кинематической погрешности F_{ir}' , которая при расчетах оценивается по допускаемым отклонениям F_i' .

Исходными параметрами для расчета ошибки ведомого звена являются: модуль m , число зубьев всех зубчатых колес передачи z , степень точности передачи. Модуль и число зубьев определяют из кинематического расчета механизма.

Величину допускаемой кинематической погрешности для всех зубчатых колес определяем, пользуясь зависимостью (4.1) и данными табл. 4.1 и 4.2, она задается в микрометрах по делительной окружности. Выразим кинематическую погрешность колеса в угловых минутах, т.к. эта размерность лучше характеризует погрешность угла поворота:

$$dj_i = \frac{F_i' \cdot 360 \cdot 60}{pd} = \frac{F_i' \cdot 360 \cdot 60}{pmz \cdot 1000} = 6,88 \frac{F_i'}{mz}, \text{ уг. мин.} \quad (4.2)$$

где d – диаметр делительной окружности; m – модуль в миллиметрах; z – число зубьев колеса.

Рассмотрим вначале одноступенчатую зубчатую пару 1, 2. Суммарная ошибка положения (перемещения) $\delta\varphi_{i\Sigma}$ ведомого звена 2 будет равна

$$\delta\varphi_{i\Sigma} = \delta\varphi_{i(1-2)} + \delta\varphi_{i2}, \quad (4.3)$$

где $\delta\varphi_{i(1-2)}$ – величина кинематической погрешности второго звена, вызванная погрешностью звена 1; $\delta\varphi_{i2}$ – величина собственной кинематической погрешности колеса 2.

Так как передаточное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = \delta\varphi_{i1}/\delta\varphi_{i(1-2)}$, погрешность $\delta\varphi_{i1}$ ведущего колеса 1 вызовет погрешность поворота колеса 2, равную

$$\delta\varphi_{i(1-2)} = \delta\varphi_{i1}/i_{12}. \quad (4.4)$$

где $\delta\varphi_{i1}$ – величина собственной кинематической погрешности колеса 1. Тогда выражение (4.4) представим как

$$\delta\varphi_{i\Sigma} = \delta\varphi_{i1}/i_{12} + \delta\varphi_{i2}.$$

Максимальная кинематическая погрешность многоступенчатого механизма (рис. 4.2) равна сумме приведенных к ведомому звену n кинематических погрешностей всех колес передачи:

$$\delta\varphi_{i\Sigma} = \delta\varphi_{i1}/i_{1n} + \delta\varphi_{i2}/i_{2n} + \dots + \delta\varphi_{in} = 6,88 \left[\sum_{k=1}^n F_{ik}' / (mz_k i_{kn}) \right]. \quad (4.5)$$

Здесь $\delta\varphi_{i\Sigma}$ – величина максимальной кинематической погрешности многоступенчатого механизма в угловых минутах, т.е. максимальной ошибки положения (перемещения) ведомого звена n ; z_k – число зубьев колеса с номером k ; F_{ik}' – допускаемые отклонения (шага, профиля зубьев) k -го звена в мкм; i_{kn} – передаточное отношение от k -го колеса к звену n ; m – модуль зубчатой передачи в миллиметрах.

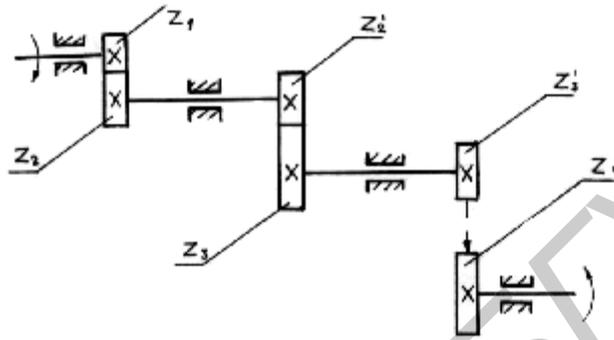


Рис. 4.2

5. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подбор подшипников можно произвести ориентировочно по диаметрам валов. Эти диаметры принимаются за диаметр шейки под подшипник. Выбор типа (радиальный, радиально-упорный и т. д.) производят исходя из кинематической схемы редуктора. Обычно подбирают подшипники легкой или средней серии.

5.1. Классификация и устройство подшипников

Подшипник качения представляет собой готовый стандартный узел, основными элементами которого являются тела качения – шарики или ролики различной формы, установленные между кольцами – наружным и внутренним. Внутреннее кольцо насаживается на вал или ось, наружное – устанавливается в корпусе механизма. В процессе работы тела качения катятся по беговым дорожкам колец, геометрическая форма которых определяется формой тел качения. Для равномерного распределения тел качения между кольцами служит сепаратор. Основными размерами подшипника качения (рис. 5.1) являются внутренний и наружный диаметры, ширина. Обычно подвижным является внутреннее кольцо, а наружное – неподвижной деталью. Бывают более сложные по конструкции подшипники, включающие дополнительно защитные шайбы, уплотнения, крепежные втулки и другие элементы.

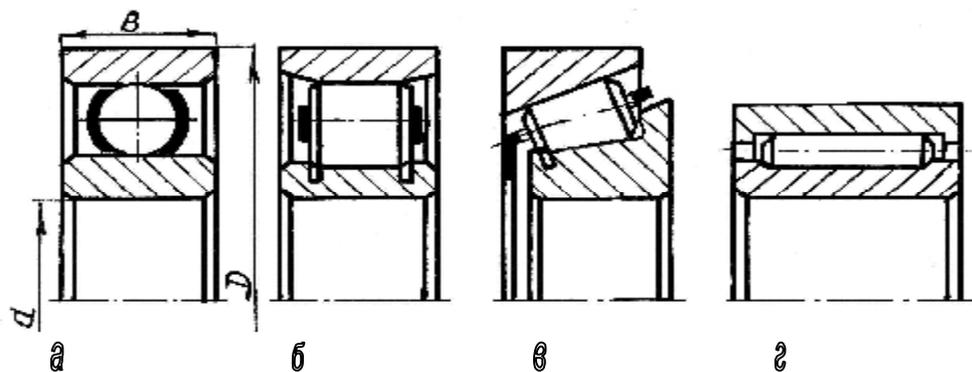


Рис. 5.1

К достоинствам подшипников качения относятся: малые потери на трение, невысокая стоимость вследствие их массового производства, широчайший диапазон размеров и типов, высокая степень взаимозаменяемости, простота монтажа и обслуживания, малая разница момента трения при пуске и установившемся движении, небольшие осевые размеры.

Недостатками подшипников качения являются сравнительно большие радиальные размеры, высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам из-за жесткости конструкции, значительно меньшая по сравнению с подшипниками скольжения долговечность при больших частотах вращения и больших нагрузках.

По форме тел качения различают шариковые и роликовые подшипники. Последние могут быть с цилиндрическими (б), коническими (в) и игольчатыми (г) роликами (см. рис. 5.1).

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники бывают радиальные (рис. 5.2, а), радиально-упорные (рис. 5.2, б) и упорные (рис. 5.2, в); по числу рядов тел качения – одно-, двух- и четырехрядные; по способности самоустанавливаться – не- и самоустанавливаемые.

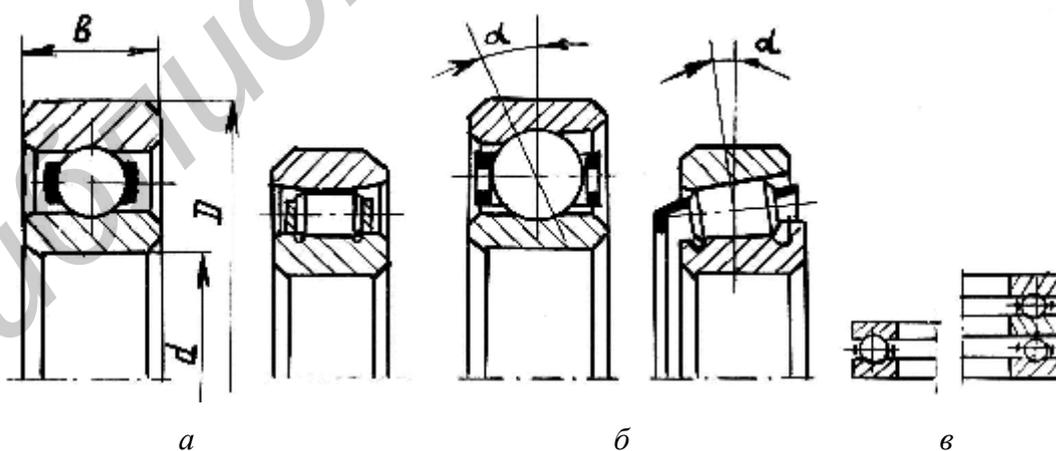


Рис. 5.2

Подшипники с одинаковым диаметром (d) внутреннего кольца подразделяются в зависимости от диаметра наружного кольца на следующие серии: сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю и тяжелую. В зависимости от ширины кольца (B) подшипники делят на узкие, нормальные, широкие и особо широкие.

Подшипники разных типов, размеров и серий имеют различные грузоподъемность и быстроходность. Подшипники более тяжелых серий менее быстроходны, но имеют более высокую грузоподъемность.

При высокой частоте вращения и действии небольших нагрузок целесообразно использовать подшипники легкой и особо легкой серий. Для восприятия повышенных нагрузок при высокой частоте вращения используют подшипники средней серии. Наиболее часто применяют на практике подшипники легкой и средней серий, нормальные по ширине.

Подшипники изготавливаются следующих классов точности в порядке ее повышения: 0 (нормальный), 6 (повышенный), 5 (высокий), 4 (особо высокий), 2 (сверхвысокий).

Шариковый радиальный однорядный подшипник (см. рис. 5.2, а) является наиболее распространенным. Он предназначен для радиальной нагрузки, но может воспринимать и осевую в пределах 70 % от неиспользованной радиальной, допускает перекос осей колец не более $0,25^\circ$. При равных габаритных размерах из всех конструкций подшипников качения он имеет минимальные потери на трение и возможность наибольшей скорости вращения. Подшипник обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. При действии на опоры комбинированной и осевой нагрузок рекомендуется применять шариковые радиальные подшипники, если $F_a / F_r < 0,35$, где F_a – осевая нагрузка, F_r – радиальная нагрузка. Шарикоподшипники радиальные однорядные широко применяются благодаря своей дешевизне, нетребовательности к точности монтажа и условиям смазки, наименьшими по сравнению с другими типами подшипников моментами трения (см. прил. 2–4).

Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные (рис. 5.2, б) предназначены для восприятия комбинированных – радиальных и осевых нагрузок (косозубые, конические и червячные передачи), действующих на вал. Одинарный радиально-упорный подшипник может воспринимать осевую нагрузку, действующую в одном направлении. Подшипники, смонтированные попарно, воспринимают осевые усилия, действующие в обоих направлениях.

Радиально-упорные однорядные шариковые подшипники воспринимают осевую нагрузку только одного направления: в сторону борта на наружном кольце. Чем меньше угол контакта α , тем больше радиальная и меньше осевая грузоподъемность подшипника, выше предельные частоты вращения и меньше потери на трение.

Выбор класса точности подшипника производится в зависимости от требований, предъявляемых к механизму. Например, подшипники класса 0 используются в механизмах, к точности которых особых требований не предъявляют; подшипники класса 6 (повышенная точность) применяют в тех случаях, когда потери на трение в опорах должны быть минимальны; классы 5, 4 и 2 предназначены для механизмов, точность которых является основной характеристикой функционирования.

Чаще всего используют подшипники нормальной точности – класса 0.

В подшипниках качения смазка уменьшает трение, шум, отводит тепло, защищает подшипник от коррозии, заполняет зазоры в уплотнениях, обеспечивая герметизацию подшипникового узла. Применяют жидкие, консистентные и твердые смазки.

Жидкие смазки используют при окружной скорости вала выше 10 м/с. Чаще всего применяют минеральные масла: приборное МВП, промышленное 12 (веретенное), промышленное 20 и масла с антифрикционными присадками (дисульфит молибдена, графита).

Консистентные смазки (густые мази) применяют при окружной скорости вала до 10 м/с. Корпус подшипникового узла заполняют смазкой в объеме 1/3 его свободного пространства. Наилучшими признаны литиевые смазки: ЛИТОЛ-24, ЦИАТИМ-221, ЦИАТИМ-201 и др. Они хорошо удерживаются в узлах трения и не требуют сложных уплотнений, их не рекомендуют применять при большом тепловыделении.

Выбирая типоразмер подшипника, необходимо учитывать следующие основные факторы:

1. Величину, направление и характер действующей нагрузки (радиальная, осевая или комбинированная, постоянная, переменная, вибрационная или ударная).
2. Частоту вращения вращающегося кольца подшипника.
3. Конструкцию узла, погрешности монтажа и эксплуатации.
4. Условия эксплуатации: температурные условия работы узла, вид смазочного материала и способ его подачи, состояние окружающей среды, вероятность попадания в подшипник посторонних частиц, тип уплотнения и т.д.
5. Требуемую долговечность.
6. Стоимость подшипника.

Типоразмеры подшипников качения ограничены стандартами (см. прил. 2–4). Тип подшипника выбирается с учетом величины и направления нагрузки, действующей на вал (радиальная, осевая, радиальная и осевая). Так, для прямозубых цилиндрических, цилиндрических фрикционных передач можно использовать радиальные шарикоподшипники; для косозубых цилиндрических, червячных, конических, винтовых передач – радиально-упорные подшипники.

Внутренний диаметр d подшипника подбирают по диаметру вала, рассчитанному или принятому.

5.2. Посадки подшипников. Конструкции подшипниковых узлов

Подшипник качения является стандартным узлом, характер посадки его на вал и в корпус обеспечивают путем подгонки соприкасающихся с подшипником поверхностей. Поэтому посадка наружного кольца подшипника в корпус осуществляется всегда в системе вала, а внутреннего кольца на вал – в системе отверстия. Но поле допуска на диаметр d внутреннего кольца расположено не в сторону увеличения номинального размера, как у основного отверстия (поле допуска H), а наоборот (рис. 5.3). Это позволяет получить

посадки с небольшим натягом, используя для валов поля допусков переходных посадок (j_s, k, m, n).

При посадке подшипника на вал с большим зазором не обеспечивается требуемая точность центрирования, а в случае посадки с большим натягом уменьшается или полностью исчезает радиальный зазор в подшипнике, что влияет на точность и плавность вращения, вызывает шум и вибрации во время работы и может привести из-за перенагружения к быстрому выходу подшипника из строя.

Для внутреннего кольца подшипника при вращающемся вале и значительных нагрузках применяют посадку с полем допуска на вал $n6$, при малых нагрузках – $j_6, k6$.

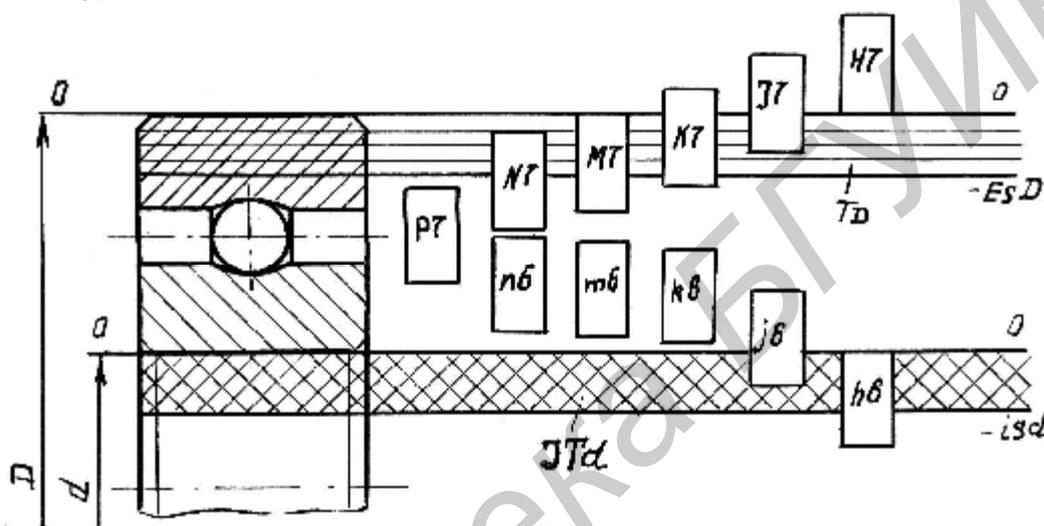


Рис. 5.3

Сопряжение наружного кольца подшипника со стальным или чугунным корпусом выполняется по посадке с полем допуска на отверстие $H7$, а при высокой частоте вращения вала и при изготовлении корпуса из алюминиевых или магниевых сплавов – по посадке с полем допуска J_7 .

При конструировании подшипниковых узлов необходимо обеспечить центрирование подшипников в опорах, осевую фиксацию вала, возможность изменения длины вала без нарушения работы подшипника, удобство монтажа и демонтажа, защиту подшипников от попадания пыли, сохранение смазки, регулировку осевого натяга, соосность отверстий в корпусе, которую проще всего достичь их обработкой (расточкой, шлифовкой) с одного установа. При этом надо учитывать конструктивные особенности подшипников и их размеры, совместимость применяемых материалов, условия эксплуатации и режимы работы.

Защемление тел качения могут вызвать не только радиальные, но и осевые смещения, например температурные изменения длины вала. Различают два способа фиксации валов в осевом направлении. Так, способ фиксации вала подшипниками в корпусе с двух сторон «враспор» (см. рис. 5.4, а) применяют при коротких валах, когда тепловые деформации вала и корпуса в осевом направлении примерно одинаковы. При этом предусматривается не-

большой зазор $\Delta = 0,2 \dots 0,5$ мм, величина которого может регулироваться толщиной набора регулировочных прокладок 1. На сборочных чертежах величина этого зазора может не показываться.

При длинных валах и значительных колебаниях температуры, а также в тех случаях, когда температурные удлинения вала больше деформаций корпуса, одна опора вала жестко фиксируется в корпусе (рис. 5.4, б), а вторая опора делается плавающей.

Схема крепления подшипника с односторонней фиксацией (см. рис 5.4, а) наиболее проста, для её конструктивного воплощения требуется наименьшее количество деталей, а обработка корпуса под обе опоры может быть выполнена за один проход. Каждая из опор ограничивает перемещение вала в одном направлении. Для компенсации тепловых деформаций между крышкой и наружным кольцом подшипника должен быть оставлен зазор, который принимают равным $0,2 \dots 0,5$ мм в узлах с радиальными шарикоподшипниками и $0,5 \dots 1,0$ мм в узлах с радиальными роликоподшипниками. Радиальноупорные подшипники при использовании данной схемы крепления рекомендуют применять с малыми углами контакта ($\alpha = 12^\circ$ для шариковых подшипников).

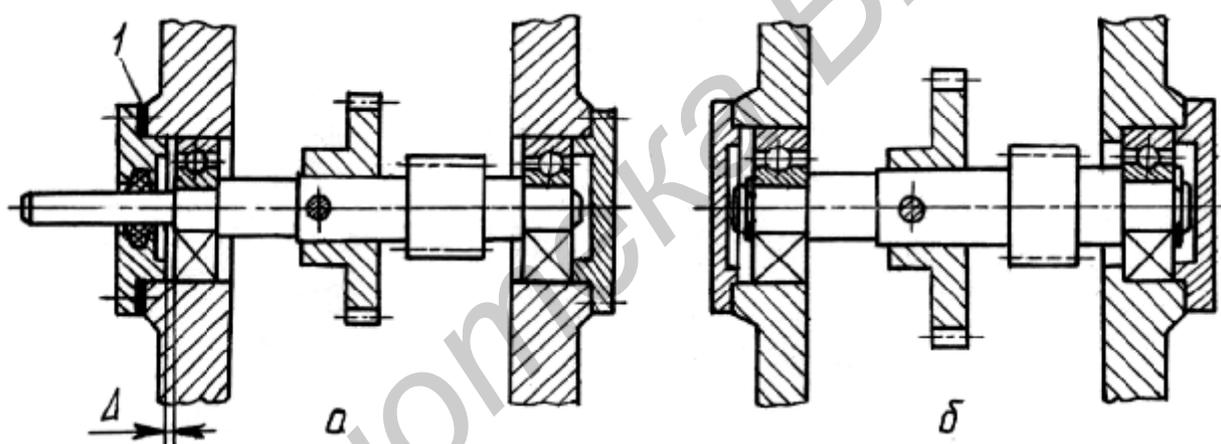


Рис. 5.4

В плавающих опорах (см. рис. 5.4, б) рекомендуется внутреннее кольцо закреплять на валу с двух сторон в целях предотвращения аварий, связанных со случайным сходом подшипника с вала. Наружные кольца плавающих подшипников неразборных конструкций в корпусе не закрепляют.

Работоспособность подшипниковых узлов зависит не только от правильного расчета и выбора подшипников, но также и от целого ряда сопутствующих факторов, основными из которых являются: тип выбора смазки и метод ее подвода; конструкция уплотнения и надежность защиты подшипника от попадания грязи и влаги, от вытекания смазки из корпуса; правильный выбор посадки подшипника и крепления его на валу и в корпусе; точность посадочных мест по размерам, взаимным биениям, шероховатости; монтаж и регулировка зазоров. Соосность отверстий в корпусе под подшипники достигается их обработкой (расточка, шлифование) с одной установки.

К дефектам, наиболее часто встречающимся в эксплуатации, следует от-

нести высокую температуру (свыше 80 °С) подшипникового узла, повышенный шум или удары при работе, выбрасывание смазки из корпуса.

6. ВЫПОЛНЕНИЕ ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА

В задании дается кинематическая схема устройства и указываются технические требования к проектированию.

Основная цель эскизной компоновки зубчатой или червячной передачи – размещение колес на валах и определение расстояний между опорами с учетом конструктивных соображений.

Прежде чем приступить к компоновке, следует ознакомиться с устройством подшипников, способами установки валов в подшипниках, особенностями крепления зубчатых колес и подшипников, способами регулировки зазоров в подшипниках.

Присоединительные диаметры входного и выходного валов редуктора необходимо согласовывать с посадочными диаметрами электродвигателя, стандартных муфт. При соединении стандартной муфтой вала двигателя с концом быстроходного вала редуктора рекомендуется принимать диаметр последнего не менее 0,8 диаметра вала двигателя.

Диаметры валов должны быть не менее рассчитанных по формуле

$$d = 1,1 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \text{ мм}, \quad (6.1)$$

где T – вращающий (крутящий) момент на валу в Н·м; $[\tau]$ – допускаемые напряжения материала вала на кручение в МПа.

Для валов, изготовленных из сталей 40, 45, Ст5, Ст6 $[\tau] = 20 \dots 25$ МПа. Для зубчатой передачи, передающей движение между валами 1 и 2, вращающие моменты на валах соответственно взаимосвязаны

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta, \quad (6.2)$$

где T_1, T_2 – соответственно вращающие (крутящие) моменты на валах 1 и 2; i , η – соответственно передаточное отношение и КПД передачи между валами 1 и 2.

При понижении скорости в i раз вращающий момент увеличивается в то же число раз с поправкой на КПД.

Подшипники качения подбирают по диаметру вала, внутренний диаметр подшипника должен быть не менее $0,8d$, рассчитанного по формуле (6.1).

На эскизе следует наметить контуры корпуса передачи (толщины стенок, размеры присоединительных элементов), указать крепежные и установочные детали (винты, болты, штифты). Форма корпуса должна быть технологичной, обеспечивать точность и экономичность конструкции, возможность проведения проектной сборки, регулировки и демонтажа узлов устройства. При серийном производстве целесообразно применять литые или штампованные корпуса, а при индивидуальном – сварные или сборные на винтах.

Для фиксации зубчатых колес, опор, муфт в осевом направлении на валах предусматривают галтельные уступы, ступени.

Эскизы должны состоять из небольшого числа линий, представляющих без излишних подробностей основную идею конструктивной разработки узла. Конструкция должна обеспечивать выполнение устройством своих функций.

В конструкции желательно применять изготавливаемые механической обработкой детали типа тел вращения, предусмотреть по возможности унификацию опор, крепежа.

7. ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ ОБЩЕГО ВИДА И ДЕТАЛЕЙ

Завершающая часть конструкторской разработки курсового проекта – разработка сборочного чертежа и рабочих чертежей нескольких деталей.

Основу сборочного чертежа следует вычерчивать на базе эскизного чертежа сразу в двух–трех проекциях. Проработку конструкции лучше проводить от средней ее части к краям, в первую очередь наносить основные элементы конструкции. Число проекций должно быть достаточным для выявления формы и взаиморасположения деталей изделия.

Сборочный чертеж дает полное представление о конструкции проектируемого устройства, **вычерчивается строго в масштабе**, что позволяет вести детализовку, снимая размеры деталей непосредственно с чертежа. Сборочный чертеж должен содержать:

- изображение устройства, текстовую часть и надписи, необходимые для понимания принципа работы, взаимодействия составных частей устройства;
- габаритные, присоединительные, установочные и определяющие характер сопряжения посадочные размеры, а также размеры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному чертежу (совместное сверление и развертывание под штифты, совместное растачивание и т.д.);
- кинематическую схему устройства.

На чертежах общего вида приводят данные, которые поясняют принцип действия устройства, например: размеры диаметров начальных окружностей зубчатых колес; модуль, число зубьев, угол наклона и направление зубьев зубчатых колес, указание о левой резьбе.

Для всех видов чертежей установлена одна основная надпись (угловой штамп) (рис. 7.1) в соответствии с ГОСТ 2.104-2006, который располагается в правом нижнем углу чертежа.

В графе 1 штампа указывается наименование изделия в именительном падеже единственного числа, причем существительное ставится на первом месте, например, «Колесо зубчатое», «Редуктор соосный». В графе 2 для чертежа делают запись, содержащую информацию о курсовом проекте. Наименование 4 (обозначение устройства) на сборочном чертеже и в спецификации должно быть одинаковым. Принято следующее кодирование обозначения: КП 03.05.000.000 СБ, где КП – вид выполняемой работы – курсовой проект или КР – курсовая работа; 03.05 – соответственно номер задания и варианта; первые три цифры слева – номера сборочных единиц (муфта, корпус в сборе

и т.п.); последние три цифры – номера оригинальных деталей устройства; последние буквы обозначают вид документа – для сборочного чертежа СБ, для спецификации СП; для чертежей деталей вид документа не указывается. В графе 3 указывается обозначение материала детали (для сборочного чертежа не заполняется). В графах 4 и 5 указывается порядковый номер листа и общее количество листов, если конструкция представлена на нескольких листах. В графе 6 указывается номер учебной группы.

Перед окончательной обводкой, штриховкой сечений необходимо чертеж проверить. Рекомендуется следующая последовательность проверки:

- достаточно ли ясно представлена конструкция на чертеже, нет ли надобности в дополнительных видах, сечениях, размерах;
- проверить возможность сборки и разборки частей устройства без повреждения деталей, удобство проведения операций сборки (штифтовка, крепление, регулировка и т.д.);
- использованы ли при разработке конструкции все возможности унификации, т.е. применения стандартных и нормативных элементов;
- просчитать и исключить возможность заедания или заклинивания опор (особенно при возможных температурных изменениях);
- обеспечено ли снабжение смазкой трущихся частей конструкции при любом их рабочем положении, а также надежность выбранных средств уплотнения от вытекания смазки;
- проверить правильность увязки следующих размеров: установочных, габаритных, межосевых в зубчатых зацеплениях, межцентровых по отверстиям;
- проверить соответствие выбранных посадок характеру соединений деталей в сборе.

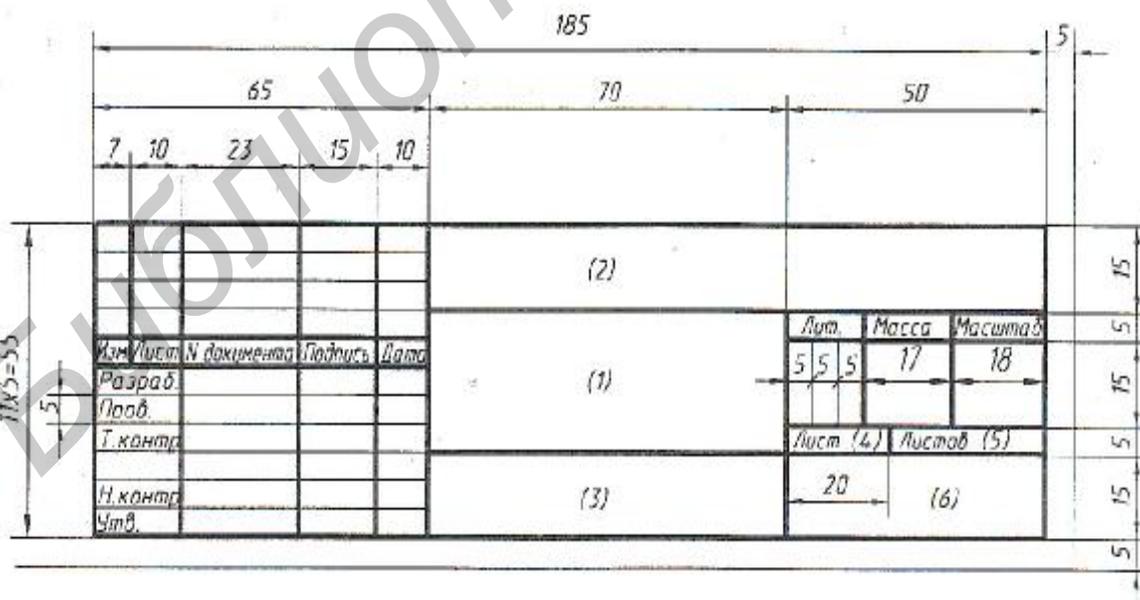


Рис. 7.1

При назначении допусков на размеры деталей необходимо учитывать, что с повышением точности увеличивается стоимость изделия. Поэтому при

проектировании назначают такую наименьшую точность, которая обеспечит надежную работоспособность механизма и его отдельных сопряжений при минимальной стоимости изготовления.

В приборостроении для соответственных соединений, к которым предъявляются высокие требования в отношении вида посадки и взаимозаменяемости деталей, применяют 6 и 7 качества. Качества 8 и 9 применяют при пониженных требованиях к виду соединения (посадки) и достаточно высоких требованиях к взаимозаменяемости деталей. Для соединений, допускающих большую величину и колебания зазоров, применяют 10 и 11 качества. Качества 12–17 применяют для свободных размеров, для них допуски на чертежах не проставляются, а оговариваются в технических требованиях.

При выборе видов посадок на сборочном чертеже необходимо учитывать условие работы механизма (узла), его точность и условия сборки. Практически везде применяют посадки в системе отверстия, систему вала применяют при необходимости, например при посадке наружного кольца подшипников качения.

Посадки с зазором применяют в подвижных соединениях при частой разборке, когда требуется легко передвигать или поворачивать детали одну относительно другой при настройке или регулировании, для центрирования неподвижно соединенных с помощью крепежа деталей:

- посадку H7/h6 – для соединения деталей, которые должны легко передвигаться при затяжке;
- посадку H8/h7 – используют для центрирующих поверхностей с пониженными требованиями к соосности;
- посадки H8/h8; H9/h9 – назначают для неподвижно закрепляемых деталей при невысоких требованиях к точности механизмов, больших нагрузках и необходимости обеспечить легкую сборку (зубчатые колеса, муфты, соединяющиеся с валом на шпонке);
- посадки H11/h11 – используют для относительно грубо центрированных неподвижных изделий;
- посадку H7/g6 – применяют в подвижных соединениях для обеспечения герметичности, она характеризуется минимальной по сравнению с остальными величиной гарантированного зазора;
- посадки H7/f7; H8/f8; H8/f9; H9/f9 – применяют в подшипниках скольжения при высокой частоте вращения.

Переходные посадки предназначены для неподвижных соединений деталей, подвергающихся при ремонтах или по условиям эксплуатации сборки и разборке. Взаимная неподвижность деталей обеспечивается шпонками, штифтами, нажимными винтами и т.п.:

- посадка H7/n6 – дает наиболее прочные соединения; в приборостроении используются для передачи небольших нагрузок без дополнительного крепления (посадки осей, втулок, шкивов и др.);
- посадку H7/k6 – применяют при установке шкивов, зубчатых колес, муфт, маховиков (на шпонках);

– посадка Н7/j₆ – имеет большие средние зазоры, чем предыдущая, и применяется взамен предыдущей при необходимости облегчить сборку.

Посадки с натягом выбираются из условия, чтобы при наименьшем натяге была обеспечена прочность соединения, а при наибольшем натяге – прочность деталей:

– посадку Н7/p₆ – применяют при сравнительно небольших нагрузках;

– посадки Н7/r₆; Н7/s₆; Н8/s₇ – используют в соединениях без крепежных деталей при небольших нагрузках и с крепежными деталями при больших нагрузках;

– посадки Н7/u₇ и Н8/u₈ – применяют в соединениях без крепежных деталей при значительных нагрузках, в том числе знакопеременных.

Сборочный чертеж изделия содержит изображения нескольких деталей, основные сведения о которых необходимо сообщить. Поэтому к чертежу общего вида прилагают текстовый документ – **спецификацию**, выполненную по форме, приведенной в ГОСТ 2.106-96, и выполняемую на одном или нескольких форматах А4. Она определяет состав сборочной единицы и облегчает чтение чертежа (рис. 7.2).

В первую слева графу спецификации помещают изображение формата, во вторую – обозначение зоны, в третью – порядковые номера позиций, записываемые сверху вниз. В графу «Обозначение» записывают обозначение чертежа, в графу «Наименование» – наименование составных частей изделия, затем их количество на одно изделие, в последнюю графу помещают дополнительные данные.

Спецификация заполняется сверху вниз и состоит из следующих разделов: сборочные единицы, детали, стандартные изделия, материалы.

Название разделов указывают в графе «Наименование» и подчеркивают тонкой линией. После каждого заголовка оставляют по одной пустой строке, а после каждого раздела – несколько свободных строк при сохранении последовательности нумераций позиций.

В раздел «Сборочные единицы» и «Детали» вносят свободные единицы и детали, входящие в специфицируемое изделие.

В разделе «Стандартные изделия» записывают изделия, применяемые по стандартам: межгосударственным, государственным, отраслевым.

В пределах каждой категории стандартов запись рекомендуется производить по группам изделий, объединенных по их функциональному назначению (например, подшипники, крепежные изделия, электротехнические изделия и т.п.), в пределах каждой группы – в алфавитном порядке наименования изделий, в порядке каждого наименования – в порядке возрастания обозначения стандартов, а в пределах каждого обозначения стандартов – в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

Материалы рекомендуется записывать в следующей последовательности: металлы черные, металлы цветные, кабели, провода, пластмассы и прессматериалы, резиновые и кожевенные материалы, нефтепродукты, прочие материалы.

На сборочном чертеже все составные части сборочной единицы нумеруют в соответствии с номерами позиций, указанными в спецификации сборочной единицы.

Номера позиций наносят на полках линий-выносок, проводимых от изображений составных частей. Номера позиций располагают параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения и группируют в колонку или строчку по возможности на одной линии. Номер позиции наносят один раз, но допускается повторно указывать номера позиций одинаковых составных частей изделия. Шрифт номеров позиций должен быть на один-два номера больше шрифта размерных чисел чертежа.

Для групп крепежных деталей, относящихся к одному месту крепления допускается выноску делать в виде одной только линии к колонке из полок – номеров позиции. При этом концы полок – номеров позиций соединяются тонкой сплошной линией.

Для разделов «Стандартные изделия» и «Материалы» графа «Обозначение» не заполняется. Обозначения стандартных изделий и материалов в соответствии со стандартами на эти изделия указывают в графе «Наименование».

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Сборочные единицы</i>						
6	6	8	70	63	7	22
<i>Детали</i>						
<i>Стандартные изделия</i>						
<i>Материалы</i>						
				70	50	
				(2)	15	15
				(1)	20	
				(6)		

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Пров.				
Н.контр.				
Чтв.				

ОСРМАТ А4

Рис. 7.2

Рабочие чертежи деталей составляют на основе сборочного чертежа. Деталь рекомендуется изображать в положении, удобном для чтения чертежа при ее изготовлении с теми размерами, обозначениями шероховатости и другими параметрами, которые она должна иметь перед сборкой. Количество изображений (сечений) должно быть минимальным, но обеспечивающим полное представление о конструкции детали. Общее количество размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для ее изготовления и контроля. Каждый размер на чертеже следует указывать лишь один раз.

Размеры делят на сопряженные и свободные. Точность первых более высокая, для таких размеров точность определяется 6–9 качеством; для свободных размеров, не влияющих на работу устройства, принимают 12–17 качества.

Для неответственных несопрягаемых размеров стандарт рекомендует ограничить предельные отклонения по 12–14 качествам.

Отклонения линейных размеров указываются непосредственно после номинального размера с указанием справа буквенного обозначения поля допуска или их числовых значений в мм, например 6К6 или $6^{+0,009}_{+0,001}$. Предпочтительнее буквенное обозначение поля допуска.

Самопроверку графического исполнения чертежей деталей проводят в следующем порядке:

- проверить достаточность проекций, размеров и сечений и возможное наличие лишних изображений;
- проверить правильность нанесения размеров и обозначений (правильно ли выбрана база для построения размеров) и проставлены ли величины размеров, отклонений, параметров шероховатости;
- нет ли необходимости показать допускаемые отклонения формы, соосности и т.д.

Помимо графической части чертеж содержит текстовую часть. Технические требования, которые не нашли отражения в условных обозначениях, оговариваются соответствующими надписями. Располагают их на поле чертежа над основной надписью в определенном порядке:

- показатели свойств готовой детали в результате термической или других видов обработки, например – твердость HB 260...280 или HRC 42...45. Это значит, что деталь после термической обработки должна иметь указанную в записи твердость;
- предельные отклонения размеров с незадаанными на чертеже отклонениями: H14, h14, $\pm 0,5IT14$. Это значит, что отклонения H14 относятся к размерам охватывающих элементов детали, допуски которых не записаны. Запись $\pm 0,5IT14$ указывает на симметричное расположение допуска относительно линии номинального размера.

Выбор материала деталей происходит с учетом эксплуатационных, технологических и экономических требований. Эксплуатационные требования к материалу определяются условиями работы детали в изделии. К ним относят прочность, износостойкость, жесткость, упругость, антифрикционность,

плотность, коррозионная стойкость. Технологические требования к материалу определяют возможность изготовления детали с минимальными трудозатратами. Это обрабатываемость резанием при изготовлении методами механической обработки, легкоплавкость и жидкотекучесть при изготовлении литьем и пластичность материала в холодном или нагретом состоянии при изготовлении методами обработки давлением (прессование, штамповка и т.д.). К технологическим свойствам материала относят также свариваемость и возможность изменения механических свойств путем термической и термохимической обработок – термообрабатываемость.

Экономические требования определяются стоимостью и дефицитностью материала и стоимостью изготовления детали. Технологические и экономические требования нередко оказывают решающее влияние на выбор материала, формы и размеров детали. Например, при массовом и крупносерийном производстве экономически выгодно применять детали, изготовленные штамповкой, прессованием или литьем под давлением, при единичном производстве – изготовленные методами механической обработки, сварки.

При выборе материала проверяют: возможность изготовления деталей из пластмасс, из профильного или периодического проката; возможность получения указанной твердости и требуемой частоты поверхности.

8. КОНСТРУКЦИИ ТИПОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМОВ

8.1. Конструкции и материалы зубчатых колес

Размеры и форма зубчатых колес зависят от модуля, числа и длины зубьев, материала и метода изготовления, диаметра вала. При конструировании колесам стремятся придать такую форму, которая удовлетворяла бы требованиям высокой жесткости, небольшой массы, технологичности изготовления и другим.

Типовые конструкции зубчатых колес приведены на рис. 8.1. Мелкие шестерни могут быть изготовлены вместе с валом. Если диаметр шестерни мало отличается от диаметра вала, ее зубья нарезаются на самом валу или на запрессованном в него стержне.

Центральная часть зубчатого колеса выполняется в виде ступицы, втулки, которая из условий удобства изготовления и сборки делается чаще одно-сторонней. Диаметр ступицы принимают равным двум диаметрам вала, а ее длину – от 10 мм для колес с $m \leq 0,6$ до 1,5 ... 2 диаметров вала при более крупном модуле.

При наружных диаметрах более 50 мм для облегчения колес и уменьшения их моментов инерции в дисках колес предусматривают выточки и отверстия.

При больших диаметрах (более 80 мм) и небольшой ширине венца изготовление мелко модульных колес из одной заготовки становится экономически невыгодным. В этом случае колеса изготавливают без ступицы и крепят с валом с помощью винтов и шлиц или делают сборными. Конструкции сбор-

ных колес используют также при применении цветных сплавов и пластмасс для изготовления зубчатого венца. Крепление колес на ступице обеспечивается посадкой с натягом, развальцовкой и кернением, на винтах и с помощью шлиц.

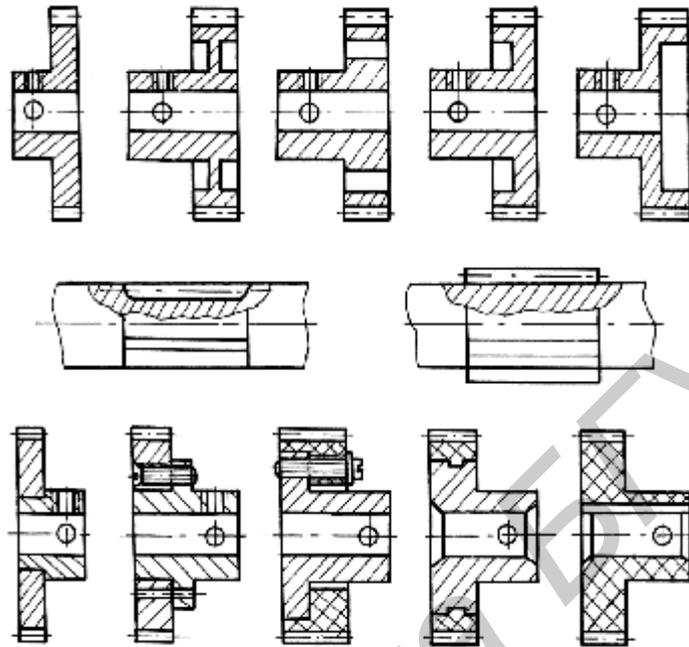


Рис. 8.1

Для исключения мертвого хода в ответственных реверсивных передачах применяют специальные разрезные колеса с устройствами выборки бокового зазора между зубьями (рис. 8.2).

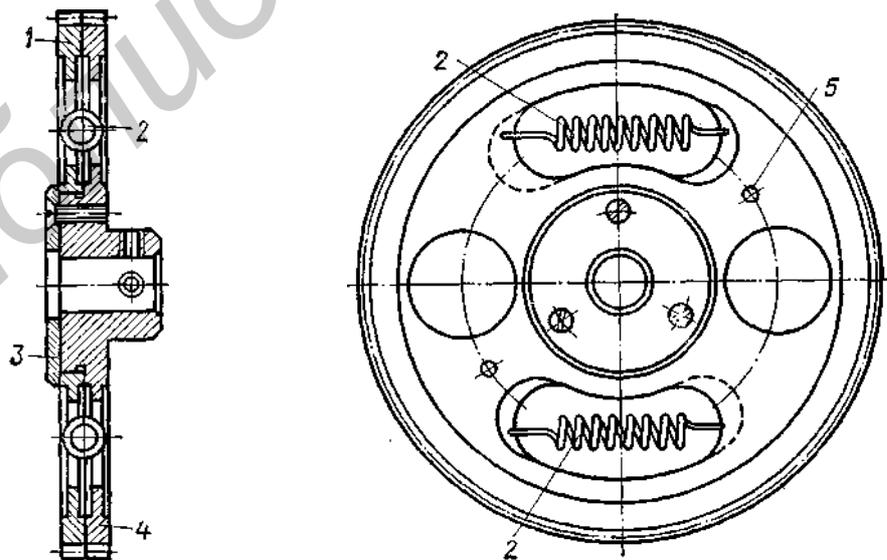


Рис. 8.2

Разрезное зубчатое колесо состоит из двух зубчатых дисков 1 и 4, один из которых (4) жестко связывается через ступицу с валом, а другой соединяется с первым пружинами 2, позволяющими ему поворачиваться относительно первого и тем самым выбирать боковые зазоры в зацеплении. Шайба 3 препятствует осевому смещению диска 1. Нарезание разрезного колеса производится одновременно для дисков 1 и 4, положение которых фиксируется двумя цилиндрическими штифтами 5. После нарезания зубьев штифты удаляются.

Конструкции колес из пластмасс имеют некоторую специфику. Крепление их на валах предпочтительнее проводить с помощью шпонок. Основным способом крепления мелко модульных колес является крепление цилиндрическим штифтом. Для его осуществления в ступице под углом 90° делают два односторонних отверстия: под стопорный винт с резьбой и гладкое, диаметр которого равен диаметру штифта. При сборке колесо фиксируется на валу винтом, а через гладкое отверстие в ступице делается сквозное отверстие через вал в другую сторону ступицы. Отверстие затем развертывается под штифт. Штифт забивают в отверстие и винт удаляют. Для предохранения штифтов от выпадания, особенно в быстроходных механизмах и при наличии вибрации, используют дополнительно предохранительные (пружинные) кольца.

В качестве материалов для изготовления зубчатых колес применяют стали, сплавы на основе цветных металлов, пластмассы. Выбор материала определяется назначением передачи, особенностями ее работы, способом изготовления колес. Зубья колес должны обладать хорошей износостойкостью, выносливостью при действии переменных контактных и изгибных напряжений.

При изготовлении цилиндрических и конических колес основным материалом являются термически обрабатываемые стали. При окружных скоростях зубьев до 3 м/с применяют качественные стали 20, 30, 35, а при более высоких окружных скоростях – стали 45, 50, инструментальные стали У8А, У10А и легированные стали 20Х, 40Х, 40ХН, 30ХГСА, 12ХНЗА с соответствующей термообработкой (нормализацией, закалкой, улучшением – закалкой с высоким отпусканием). Рекомендуется твердость зубьев шестерни (они более нагружены) выбирать на (20 ... 50)НВ больше твердости зубьев колеса. Поэтому материал шестерни стараются брать более прочным, чем материал для колес.

При небольших нагрузках зубчатые колеса изготавливают из алюминиевых сплавов Д16Т, В95-Т1. Более широко при изготовлении мелко модульных зубчатых колес, особенно червячных, применяют бронзы БрОФ10-1, БрАЖ9-4, БрАМц9-2. Эти материалы обладают хорошими антифрикционными свойствами. Вследствие высокой стоимости бронзы ее используют только при изготовлении венца колеса. Металлические зубчатые колеса изготавливают методами нарезания, накатки, выдавливания.

Широко применяются в качестве материалов зубчатых колес пластмассы (текстолит ПТК, гетинакс, полиамиды), обладающие хорошей износостойкостью, демпфирующей способностью, коррозионной стойкостью. Пластмассы хорошо амортизируют удары, обладают способностью погашать механические вибрации и шум. Их применение уменьшает шум почти на 70 %. Обычно при изготовлении колеса из пластмассы шестерню выполняют из металла для отвода тепла, выделяемого из-за трения в зацеплении. Чтобы избежать неравномерного износа зубьев пластмассового колеса, металлическую шестерню делают шире колеса. Обладая меньшей массой, инерционностью, пластмассовые колеса уменьшают динамические нагрузки, возникающие при создании стартстопных быстродействующих технических устройств. Зубчатые передачи из полиамидов (капрон, нейлон) могут работать без смазки. Колеса из пластмасс изготавливают как нарезанием (из реактопластов), так и литьем под давлением (из термопластов).

8.2. Конструкции и материалы валов и осей

В механизмах имеются звенья, передающие вращающее движение. Валы (валики) и оси предназначены для поддержания, установки и крепления на них вращающихся деталей механизмов типа зубчатых колес, шкивов, полумуфт, муфт, маховичков, указателей и т.д.

При работе валы нагружены поперечными, а иногда и продольными силами, всегда передают вращающий момент, т.е. подвижны, и испытывают деформацию кручения и изгиба. Оси в отличие от валов не передают вращающий момент, т.е. не испытывают кручения, они могут быть подвижными и неподвижными. Нагрузки, действующие на оси, вызывают в них деформацию изгиба.

В зависимости от изменения сечения вдоль геометрической оси валы могут быть гладкие, ступенчатые с цилиндрическими и коническими участками, валы – зубчатые колеса, валы-червяки (рис. 8.3). Гладкие валы и оси встречаются сравнительно редко, например при использовании калиброванных прутков и соответственно посадок в системе вала или при отсутствии продольных сил. Ступенчатые валы обеспечивают равнопрочность по длине, более удобны при сборке, установке сопряженных деталей, но менее технологичны. Число и расположение ступеней вала зависят от числа закрепленных на нем деталей (зубчатых колес и т.д.) и от принятого способа сборки, фиксации вала в осевом направлении. Посадочные поверхности под ступицы насаживаемых на вал деталей выполняют цилиндрическими, реже коническими. Конические поверхности сложнее в изготовлении, но позволяют повысить точность центрирования и соосности соединяемых деталей.

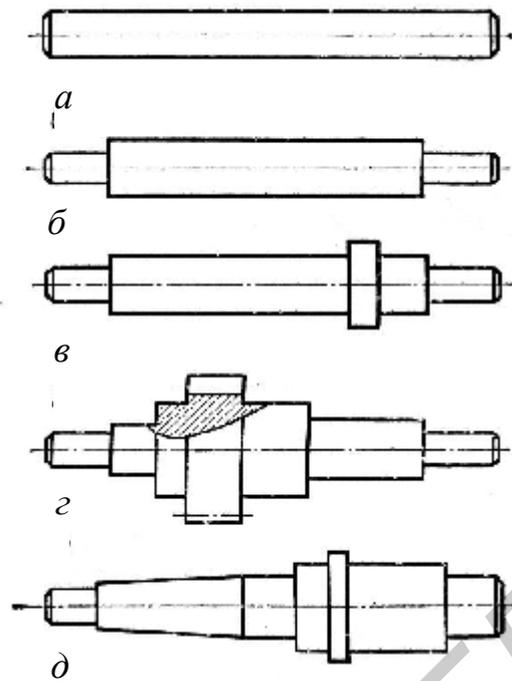


Рис. 8.3

Опорные части валов и осей называют цапфами. Обычно цапфы валов и осей выполняют цилиндрическими.

Диаметры посадочных поверхностей валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выбирают по ГОСТу из стандартного ряда линейных размеров, а диаметры цапф под подшипники качения – из стандартного ряда диаметров внутреннего кольца подшипников качения.

Для уменьшения концентрации напряжений изменение диаметра ступенчатого вала выполняют плавным переходом – галтелью – по возможно большему радиусу r , $r \geq 0,1d$. Радиус галтели r должен быть меньше радиуса закругления r_1 или радиального размера фаски насаживаемой детали (рис. 8.4, а). Участок перехода диаметров может выполняться и в виде кольцевой проточки глубиной 0,15 ... 0,25 мм и шириной 1 ... 2 мм для выхода шлифовального круга при обработке (рис. 8.4, б). Но проточки снижают прочность, их рекомендуют выполнять на концевых участках валов и осей в местах наименьших напряжений.

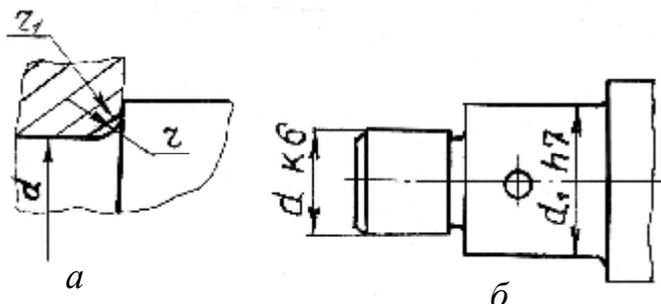


Рис. 8.4

Длина каждой ступени вала определяется шириной насаженных на него деталей: ступиц зубчатых колес, муфт, подшипников, крышек подшипников и т.д. Она должна обеспечивать возможности точной обработки, сборки и съема деталей.

Детали на валах и осях крепятся с помощью цилиндрических или конических штифтов при диаметрах не менее 6 мм с помощью призматических или сегментных шпонок. Размеры штифтов, шпонок должны соответствовать размерам вала, например диаметр штифта $d_{ш} \leq (0,2 \dots 0,25)d$.

Торцы осей и валов и их ступеней выполняют с конусными фасками для облегчения посадки деталей и снятия заусенцев, которые могут быть причиной травматизма при сборке.

Сопряжение вала с насаженными на него деталями осуществляется, как правило, в системе отверстия по переходным посадкам или посадкам с минимальным зазором (H/h), обеспечивающим точное центрирование и допускающим разборку и повторную сборку узла. Размеры посадочных поверхностей вала выполняются по шестому–седьмому качеству, в особо точных узлах – по пятому, при соответствии требуемой точности параметров шероховатости. Точность отверстия насаженных деталей принимается, как правило, на один класс грубее, т.е. класс отверстия больше класса вала.

Валы и оси по назначению являются ответственными деталями механизмов. Материал валов и осей должен хорошо обрабатываться и быть прочным. Чаще всего в качестве материалов применяют следующие углеродистые и легированные стали: качественные стали 40, 45, 50, сталь 40Х – для валов с термообработкой; стали 20, 20Х – для быстроходных валов на подшипниках скольжения с поверхностной цементацией цапф; углеродистые стали обыкновенного качества Ст4, Ст5 – для неответственных валов без термообработки; сталь Х18Н10Т – для коррозионно-стойких, немагнитных валов. Для уменьшения массы валов и осей применяют дюралюминий, для обеспечения электроизоляционных свойств – пластмассы или керамические материалы. Для валов-червяков, валов зубчатых колес материал выбирают в соответствии с требованиями, предъявляемыми к материалу червяка, зубчатого колеса.

8.3. Конструкции и материалы корпусов

Корпуса служат для установки подвижных и неподвижных узлов и деталей механизма и должны обеспечивать их требуемое взаимное расположение. К таким узлам можно отнести опоры скольжения и качения, двигатели, муфты, ручки и кнопки управления, контактные устройства, шкалы и т.д. От конструкции корпуса зависят точность и надежность работы механизма, его размеры, масса и внешний вид, удобство и безопасность эксплуатации.

Корпуса по конструктивным признакам классифицируются на цельные, разъемные, сборные, одно- и двухплатные (рис. 8.5).

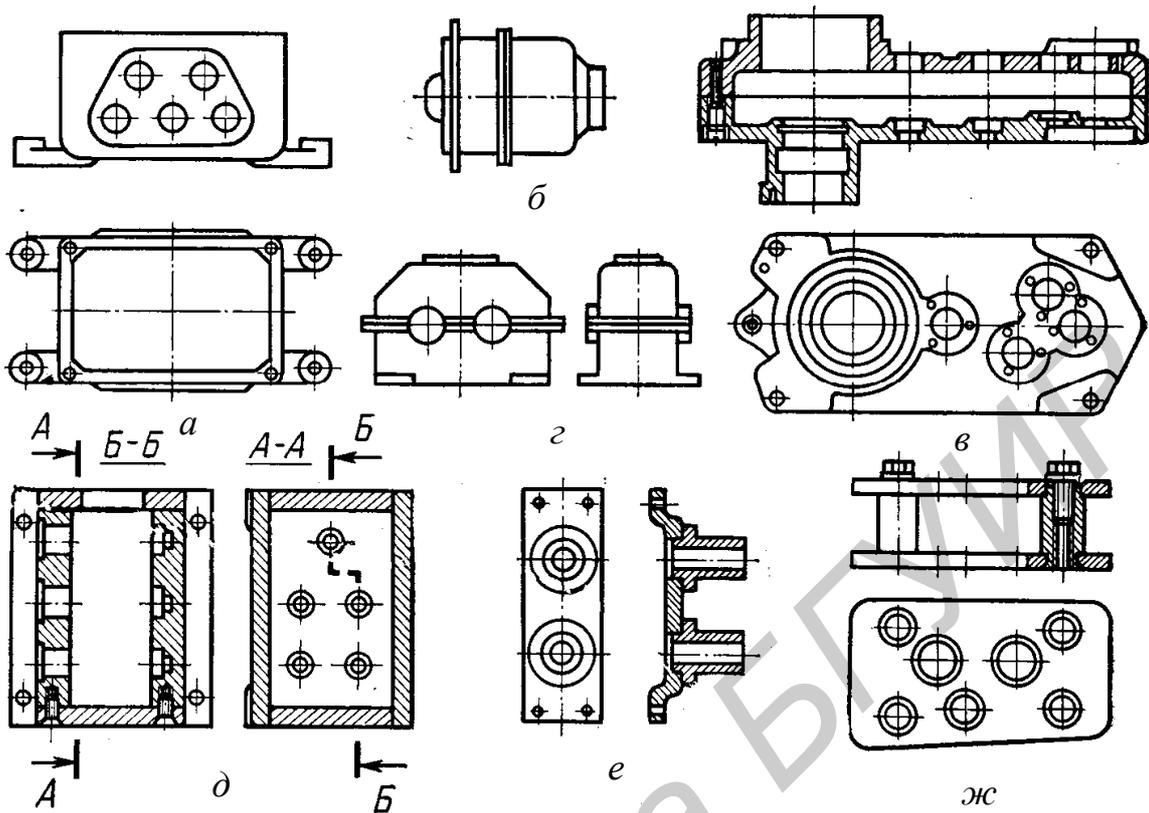


Рис. 8.5

Цельные корпуса (рис. 8.5, а, б) имеют форму открытых коробок. Они обладают высокой прочностью и жесткостью, хорошо защищают детали и узлы от внешних воздействий. Их конструкция всегда предусматривает монтажные отверстия, которые закрываются крышками (рис. 8.6, а). Недостатками конструкции часто являются ограниченные возможности предварительной сборки деталей механизма в узлы до их установки в корпус, сложность и неудобство сборки и разборки узлов из-за ограничения внутрикорпусного пространства. Цельные корпуса изготавливают с помощью различных технологий: литьем, штамповкой, прессованием (см. рис. 8.6, а), сваркой, механической обработкой.

Разъемные корпуса имеют форму закрытых коробок и состоят обычно из двух основных частей, плоскость разъема которых или совпадает с плоскостью расположения осей валов (рис. 8.5, г), или располагается перпендикулярно осям валов (рис. 8.5, б, в). Эти корпуса обладают достаточной прочностью и жесткостью, защищают детали от внешних воздействий и допускают поузловую сборку механизма. Центрирование основных (двух) частей корпуса осуществляется с помощью штифтов (см. рис. 8.5, в, г) или по цилиндрической соосной поверхности (см. рис. 8.5, б). Чтобы обеспечить точность расположения валов, отверстия под подшипники обрабатываются одновременно для собранных совместно основных частей корпуса.

Сборные корпуса (рис. 8.5, д) имеют коробчатую форму и состоят из пластин, угольников и крышек, соединенных винтами и штифтами. Их изготавливают из металлопроката (полос, листов, уголков) путем механической обработки на станках. Они имеют достаточную прочность и жесткость, защищают детали и узлы механизма от внешних воздействий, но ограничивают, как и цельные корпуса, возможности узловой сборки. Их применяют в единичном и опытном производстве (рис. 8.6, б).

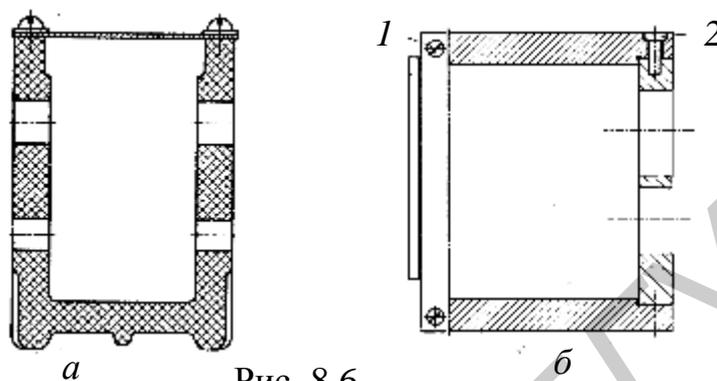


Рис. 8.6

Одноплатные корпуса (рис. 8.5, е) имеют форму плоской пластины или пластины с ребрами жесткости и необходимыми приливами. Возможны две схемы расположения валов по отношению к пластине. Чаще применяются конструкции корпусов, оси валов механизма которых расположены перпендикулярно к корпусу (рис. 8.7).

Для обеспечения двухопорного крепления валов подшипники устанавливают в цилиндрических стаканах 3, 6, кронштейне 5 с фланцами, а зубчатые колеса 1, электродвигатель 7, шкалы 8 и другие детали располагаются по обе стороны платы 2. Стаканы прикреплены к плате винтами и после регулировки радиальных зазоров в зубчатых передачах фиксируются штифтами 4. Возможно и одностороннее расположение деталей и узлов механизма по отношению к плате.

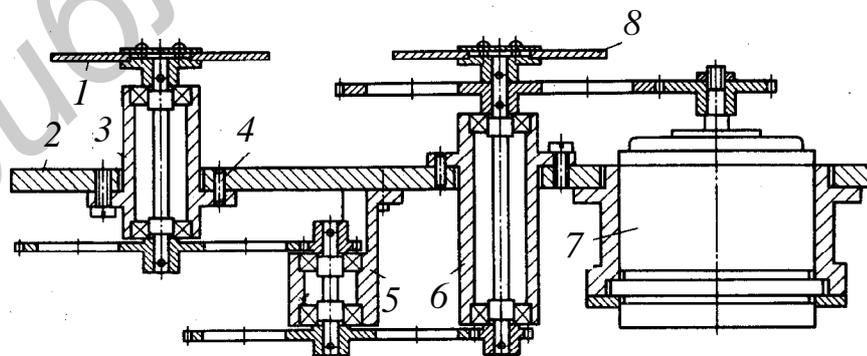


Рис. 8.7

Корпуса в зависимости от технологии изготовления делят на литые, прессованные, штампованные, сварные и механически обработанные.

Литые корпуса изготавливаются из алюминиевых АЛ4 и АЛ9, магниевых сплавов Мг4 и Мг6, иногда из чугунов СЧ12 и СЧ15, цинковых и медных сплавов, пластмасс. Корпуса должны иметь простую конфигурацию, ограниченную плоскостями и поверхностями вращения без поднутрений. Необходимо предусматривать закругления всех острых углов. Для уменьшения механической обработки литых деталей обрабатываемые поверхности (под крышки, люки, стаканы) рекомендуется располагать в одной плоскости и делать выступающими на 1 ... 2 мм над необрабатываемыми, толщину стенок корпуса необходимо выбирать в пределах 2 ... 4 мм, при этом внутренние стенки могут быть тоньше на 20 % внешних стенок. Для размещения подшипников, закрепления двигателей предусматривают местные утолщения – приливы. В разъемных корпусах расточка отверстий под подшипники, обработка торцовых поверхностей производятся после сборки двух частей корпуса.

Прессованные корпуса изготавливаются из пластмасс: композиционных, фенопласта К18-2, аминопласта. Они имеют малую стоимость и массу, высокие электроизоляционные, демпфирующие и антикоррозионные свойства. Желательна простая форма корпуса, не препятствующая заполнению пресс-формы и легко из нее вынимаемая. Толщина стенок 3 ... 5 мм, обязательны плавные переходы от больших сечений к меньшим, радиусы закруглений, уклоны вертикальных стенок (см. рис. 8.6, а).

Штампованные корпуса выполняют с помощью гибки, вытяжки и вырубки из полосовых тонколистовых заготовок. В качестве материалов применяют малоуглеродистые пластичные стали 08, 10, 15, деформируемые сплавы алюминия Д1 и Д16. Рекомендуется толщину стенок принимать 1,0 ... 2,0 мм, жесткость увеличивают штамповкой ребер, рифлений различных форм, отбортовкой. Штампованные детали корпуса соединяют винтами, сваркой, пайкой.

Литые, прессованные и штампованные корпуса экономически выгодно использовать при серийном и массовом производстве, когда стоимость оснастки (штампы, пресс-формы, литейные формы) распределяется на значительное количество изготавливаемых изделий. Эти технологии позволяют обеспечить большую точность, производительность, повторяемость, малый расход материалов.

Сварные корпуса изготавливают при мелкосерийном и единичном производствах. Их выполняют из металлопроката (листов, полос, уголков, профилей). Корпус после сварки подвергают отжигу для снятия локальных (в местах сварки) внутренних напряжений. И только после отжига рекомендуют производить механическую обработку плоскостей и отверстий. Толщина стенок определяется типом сварки и усилиями, возникающими при обработке корпуса после сварки. Жесткость корпуса можно увеличить ребрами, располагаемыми снаружи у мест крепления подшипников.

Механически обработанные корпуса, имеющие форму тела вращения (см. рис. 8.5, б), призмы, могут изготавливаться обработкой исходной заготовки.

8.4. Муфты

Поводковые муфты различных конструкций (рис. 8.8, 8.9) применяют при диаметрах валов 3 ... 12 мм. Они допускают небольшие радиальные смещения осей валов. Муфты состоят из полумуфт 1 и 2, закрепленных на валах штифтами. На фланце одной из полумуфт закреплен палец (поводок) 3, входящий в паз второй полумуфты. Палец может быть цилиндрическим и сферическим, последний допускает и перекося осей. Муфта (см. рис. 8.8) проста по конструкции, но у нее всегда существует мертвый ход за счет зазора D_z между пальцем и пазом. При расстоянии r между осями вала и пальца величина мертвого хода в угловых минутах $Dj = 3438 D_z/r$. Чтобы уменьшить в вале радиальную изгибающую нагрузку, рекомендуют применять муфты с двумя пальцами, расположенными симметрично относительно оси валов.

В точных передачах применяют поводковые муфты (см. рис. 8.9), мертвый ход в которых выбирают плоской 4 или винтовой пружиной.

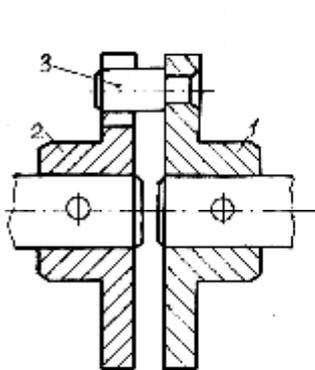


Рис. 8.8

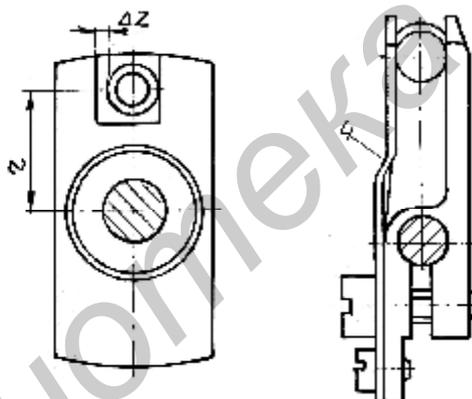


Рис. 8.9

Упругие муфты применяют для амортизации ударных и динамических нагрузок при частых пусках и реверсах механизма.

Упругая поводковая муфта представлена на рис. 8.10. Она состоит из двух полумуфт 4, 5, закрепленных на валах. В каждой полумуфте закреплено симметрично относительно оси по два цилиндрических пальца (поводка) 1, 2. Между полумуфтами находится упругий элемент 3 из твердой резины (кожи) с четырьмя расположенными равномерно по окружности отверстиями, в которые входят пальцы полумуфт. При работе муфты упругий элемент деформируется, амортизирует динамические нагрузки и компенсирует погрешности расположения осей валов. Недостатком муфты является наличие мертвого хода из-за деформации упругого элемента и зазора между пальцем и упругим элементом.

Упругая мембранная муфта (рис. 8.11) позволяет передавать вращение между валами, имеющими радиальное смещение и перекос осей соответственно до $\pm 0,7$ мм и $2^\circ 30'$. Вращающийся момент передается с полумуфты 1 на полумуфту 2 с помощью тонкого упругого кольца и мембраны 3. Изготавливают мембраны из стали 65Г, фосфористой бронзы, текстолита и других материалов. Мертвый ход муфты не превышает 6 ... 12 угловых минут.

Размеры упругих поводковых и мембранных муфт для валов с диаметром 4 ... 5 мм нормализованы.

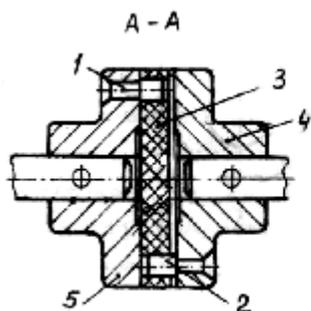


Рис. 8.10

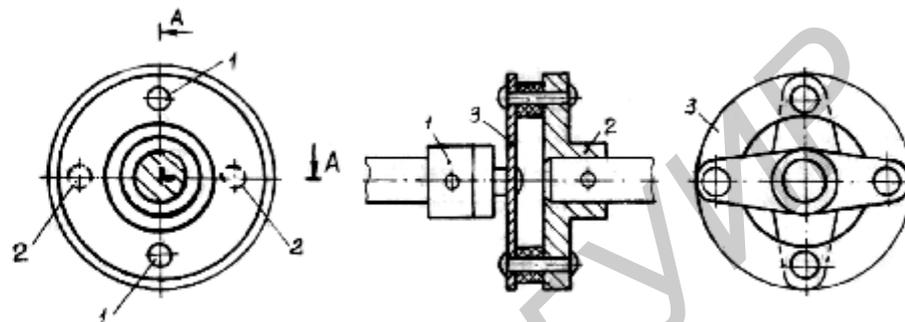


Рис. 8.11

9. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительную записку выполняют на листах белой писчей бумаги размером 210 x 297 мм (формат А4). Листы размещают в следующем порядке: «Титульный лист», «Бланк задания», «Содержание», «Описание механизма» и далее изложение разделов, предусмотренных заданием. Страницы нумеруют арабскими цифрами в правом верхнем углу листа, начиная с листа «1 Описание механизма», на котором проставляют цифру «4».

Текст записки выполняют на одной стороне листа от руки чернилами, шариковой ручкой или машинописным способом.

Размер шрифта должен быть не менее 2,5 мм. Слева оставляют поле для подшивки шириной не менее 20 мм. Сверху и снизу листа надо оставлять поля около 15 мм высотой, справа – 5...10 мм. Расстояние между строками 7...10 мм, при компьютерном наборе размер шрифта – 14.

Текст записки разделяют на разделы, начиная с описания механизма, и подразделы. Разделы должны иметь порядковые номера, начиная с раздела «1 Описание механизма». Номер подраздела состоит из номера раздела и подраздела, разделенных точкой. Каждый раздел записки начинают с новой страницы.

В конце записки приводят список литературы, которая была использована при ее составлении. При ссылке в тексте на литературные источники и другие источники документальной информации порядковый номер источника приводят в квадратных скобках. В ссылке допускается после номера книги указывать страницы, на которые ссылаются, например [3, с.12–15].

В списке литературы, именуемом «Литература» и приводимом в конце пояснительной записки, сведения о книге или пособии должны включать фамилию и инициалы автора, название книги, место издания, издательство и год издания.

В качестве приложения в записке помещают спецификацию и графический материал эскизной проработки устройства.

При проведении расчетов в работе допускают только единицы СИ или кратные им: м, мм, Н, Па, МПа и т.д. Расчеты рекомендуется писать в следующей последовательности: сначала записывается формула в буквенном виде, затем эту формулу без алгебраических преобразований записывают в цифрах и после пишут результат вычислений с указанием полученной размерности. Содержание символов в формулах и числовых коэффициентов с указанием их размерности должно раскрываться непосредственно под формулой после слова «где», при этом значение каждого символа и коэффициента представляют с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле.

Формулы, на которые имеются ссылки в тексте, должны нумероваться в пределах раздела арабскими цифрами. Номер формулы должен состоять из номера раздела и порядкового номера формулы и заключаться в круглые скобки, например во втором разделе формула под номером 4 – (2.4). Номер формулы помещается на правом поле листа на уровне нижней строки формулы, к которой относится. При ссылке в тексте на формулу необходимо указать ее полный номер в круглых скобках. Например: «В соответствии с зависимостью (3.2) имеем...».

В тексте записки не допускается:

- применять для одного и того же понятия различные научно-технические термины, близкие по смыслу;
- применять сокращения слов, кроме установленных стандартами;
- сокращать обозначения единиц физических величин, если они употребляются без цифр;
- применять без числовых значений математические знаки, например > (больше), % (процент), № (номер) и т.д.

Перед обозначением параметра в записке следует давать его пояснение, например «крутящий момент Т».

ЛИТЕРАТУРА

1. Сурин, В. М. Прикладная механика : учеб. пособие / В. М. Сурин. – 3-е изд., испр. – Минск : Новое знание, 2008.
2. Вышинский, Н. В. Техническая механика. Курсовое проектирование : учеб. пособие / Н. В. Вышинский. – Минск : Бестпринт, 2001.
3. Справочник конструктора-приборостроителя. Детали и механизмы приборов / В. Л. Соломахо [и др.]. – Минск : Выш. шк., 1990.
4. Справочник конструктора точного приборостроения / Г. Д. Веркович [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1989.
5. Основные надписи. ГОСТ 2.104-2006 ЕСКД. – Введ. 1974-01-01. – Минск : ИУ ТНПА №5, 2007.
6. Текстовые документы. ГОСТ 2.106-96 ЕСКД. – Введ. 1996-10-01. – Минск : ИУ ТНПА №5, 2007.
7. Основные требования к чертежам. ГОСТ 2.109-73 ЕСКД. – Введ. 1974-07-01. – Минск : ИУ ТНПА №10, 2006.

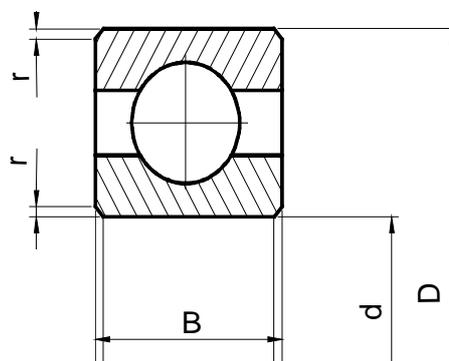
Коэффициенты полезного действия различных механических передач

Вид передачи	КПД передач	
	закрытых	открытых
Зубчатая цилиндрическая	0,96...0,98	0,93...0,95
Зубчатая коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная при числе витков червяка:		
один	0,65...0,70	0,50...0,60
два	0,70...0,75	0,60...0,70
четыре	0,85...0,90	-
Для пары подшипников качения шариковых	0,99...0,995	
Для пары подшипников качения роликовых	0,98...0,985	
Муфта неуправляемая	0,97	

Библиотека БГУИР

Подшипники шариковые радиальные однорядные

Легкая серия диаметров 2, узкая серия ширин 0



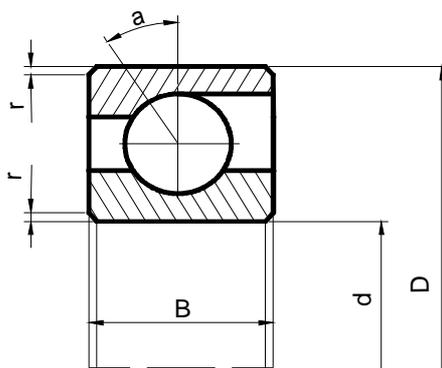
Размеры в мм

Обозначение подшипников	d	D	B	r	Масса, кг	Обозначение подшипников	d	D	B	r	Масса, кг
23	3	10	4	0,3	0,0015	215	75	130	25	2,5	1,179
24	4	13	5	0,4	0,0032	216	80	140	26	3,0	1,402
25	5	16			0,0047	217	85	150	28		1,799
26	6	19	6	0,5	0,0080	218	90	160	30	3,5	2,159
27	7	22	7		0,0123	219*	95	170	32		2,606
28K	8	24	8		0,019	220	100	180	34		3,13
29	9	26		0,020	221*	105	190	36	3,74		
200	10	30	9	1,0	0,031	222	110	200	38	4,0	4,37
201	12	32	10		0,037	224	120	215	40		5,15
202	15	35	11	1,5	0,046	226	130	230	40	4,0	6,20
203	17	40	12		0,073	228	140	250	42		7,56
204	20	47	14		0,108	230	150	270	45		9,85
205	25	52	15		0,129	232	160	290	48		15,0

Подшипники шариковые радиальные однорядные
Средняя серия диаметров 3, узкая серия ширины 0

Обозначение подшипников	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	Масса, кг	Обозначение подшипников	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	Масса, кг
34	4	16	5	0,5	0,005	312	60	130	31	3,5	1,717
35	5	19	6		0,009	313	65	140	33		2,098
300	10	35	11	1,0	0,054	314	70	150	35		2,543
301	12	37	12	1,5	0,031	315	75	160	37		3,055
302	15	42	13		0,085	316	80	170	39		3,632
303	17	47	14		0,115	317	85	180	41		4,201
304	20	52	15	2,0	0,145	318	90	190	43		4,954
305	25	62	17		0,230	319*	95	200	45		5,728
306	30	72	19		0,331	320	100	215	47	7,068	
307	35	80	21	2,5	0,447	321*	105	225	49	7,992	
308	40	90	23		0,625	322	110	240	50	9,592	

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные



Обозначение типа подшипников				<i>d</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>T</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁
6000	36000	46000	66000						
6023				3	10	4	4	0,3	0,2
6024				4	13	5	5	0,4	
6025				5	16			0,5	8
6026				6	19				
6027				7	22				
6028K				8	24				
6029				9	26	9	9	1,0	
6200			66200	10	30				
	36201	46201	66201	12	32	10	10	1,5	0,5
	36202	46202	66202	15	35	11	11		
	36203	46203	66203	17	40	12	12		
	36204	46204	66204	20	47	14	14		

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	4
1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ	4
2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЕДУКТОРА	5
2.1. Разбивка передаточного отношения по ступеням	5
3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	8
4. ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	10
5. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	15
5.1. Классификация и устройство подшипников	15
5.2. Посадки подшипников. Конструкции подшипниковых узлов	18
6. ВЫПОЛНЕНИЕ ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА	21
7. ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ ОБЩЕГО ВИДА И ДЕТАЛЕЙ	22
8. КОНСТРУКЦИИ ТИПОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМОВ	28
8.1. Конструкции и материалы зубчатых колес	28
8.2. Конструкции и материалы валов и осей	31
8.3. Конструкции и материалы корпусов	33
8.4. Муфты	37
9. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ	38
ЛИТЕРАТУРА	40
Приложение 1	41
Приложение 2	42
Приложения 3	43
Приложение 4	44

Учебное издание

Сурин Виталий Михайлович

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Методическое пособие
по курсовому проектированию
для студентов специальностей

1-39 02 01 «Моделирование и компьютерное проектирование
радиоэлектронных средств»,

1-39 02 02 «Проектирование и производство радиоэлектронных средств»
всех форм обучения

Редактор Е. Н. Батурчик
Корректор М. В. Тезина

Подписано в печать 06.10.2008.
Гарнитура «Таймс».
Уч.-изд. л. 2,0.

Формат 60×84 1/16.
Печать ризографическая.
Тираж 150 экз.

Бумага офсетная.
Усл. печ. л. 2,91.
Заказ 192.

Издатель и полиграфическое исполнение: Учреждение образования
«Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники»
ЛИ №02330/0056964 от 01.04.2004. ЛП №02330/0131666 от 30.04.2004.
220013, Минск, П. Бровки, 6